

---

CHINA ELECTRICAL

# 中国电气 工程大典

ENGINEERING CANON

---

中国电气工程大典编辑委员会

第 4 卷

## 火力发电工程(上)

主编 严宏强 程钧培 都兴有 何木云  
黄其励 倪维斗 赵 洁 赵 毅



中国电力出版社  
[www.cepp.com.cn](http://www.cepp.com.cn)



## 内 容 提 要

《中国电气工程大典》是由中国电工技术学会、中国机械工程学会、中国电机工程学会、中国动力工程学会和中国水力发电学会共同组织全国电气工程各领域的著名专家、学者编纂而成的。它是一部全面系统反映电气工程各领域最新成就和技术水平的综合性工具书。《中国电气工程大典》包括现代电气工程基础、电力电子技术、电气工程材料及器件、火力发电工程、水力发电工程、核能发电工程、可再生能源发电工程、电力系统工程、电机工程、输变电工程、配电工程、船舶电气工程、交通电气工程、建筑电气工程、电气传动自动化等15卷。

本书为第4卷，火力发电工程卷。主要内容包括概论，火力发电厂设计，锅炉，汽轮机，汽轮发电机（同步发电机），自动控制系统，电站系统与辅机设备，超临界、超超临界机组，大型循环流化床锅炉，大型空冷式汽轮机组，热电联产机组，燃气轮机及联合循环机组，燃煤的燃气—蒸汽联合循环机组，内燃机电站，电站环保技术，火力发电厂运行。

本书主要供火力发电工程的设计、制造、运行、科研和管理等方面的工程技术人员查阅使用，也可供高等院校相关专业师生参考。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

中国电气工程大典. 第4卷, 火力发电工程 / 程钧培等主编; 中国电气工程大典编辑委员会编. —北京: 中国电力出版社, 2009

ISBN 978-7-5083-8179-4

I. 中… II. ①程…②中… III. ①电力工程-中国②火力发电-电力工程-中国 IV. TM TM621

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 202082 号

中国电力出版社出版发行

(北京三里河路6号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京盛通印刷股份有限公司印刷

各地新华书店经售

\*

2009年5月第1版 2009年5月北京第1次印刷

880mm×1230mm 1/16 • 121印张 • 5237千字 • 2插页

上、下册定价共 480.00 元

### 敬告读者

本书封面贴有防伪标签，加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

# 中国电气工程大典卷目

卷 目	篇 目
第1卷 现代电气工程基础	1. 电磁场基础 2. 电路与电网络分析基础 3. 电磁兼容基础 4. 现代电磁测量技术基础 5. 电工材料基础 6. 高电压技术基础 7. 脉冲功率技术基础 8. 电气安全技术基础 9. 电工新技术 10. 电工标准化与合格评定, 电工计量
第2卷 电力电子技术	1. 概论 2. 电力电子器件 3. 电力电子器件应用基础 4. 基本电力电子电路 5. 电力电子控制技术 6. 电力电子软开关技术 7. 电力电子多电平技术 8. 电源技术 9. 电力电子系统中的磁技术 10. 电力电子技术 in 电力传动中的应用 11. 电力系统中的电力电子装置 12. 电力电子电路 系统建模及计算机仿真 13. 电力电子电路 系统电磁兼容设计 14. 电力电子系统集成
第3卷 电气工程材料及器件	1. 绝缘材料 2. 磁性材料 3. 导体材料及制品 4. 电气功能材料 5. 电线电缆 6. 电池
第4卷 火力发电工程 (上、下)	1. 概论 2. 火力发电厂设计 3. 锅炉 4. 汽轮机 5. 汽轮发电机 6. 自动控制系统 7. 电站系统与辅机设备 8. 超临界、超超临界机组 9. 大型循环流化床锅炉 10. 大型空冷式汽轮机组 11. 热电联产机组 12. 燃气轮机及联合循环机组 13. 燃煤的燃气-蒸汽联合循环机组 14. 内燃机电站 15. 电站环保技术 16. 火力发电厂运行
第5卷 水力发电工程	1. 水力发电工程通论 2. 水轮机 3. 水轮发电机 4. 电气主接线和电气设备 5. 水电站自动控制综合系统与装置 6. 水电站运行 7. 抽水蓄能电站
第6卷 核能发电工程	1. 概论 2. 压水堆核电厂 3. 核电厂的建造 4. 核电厂的调试及营运 5. 先进压水堆核电厂 6. 下一代先进核能系统
第7卷 可再生能源发电工程	1. 概论 2. 太阳能光伏发电技术 3. 太阳热发电 4. 风力发电 5. 生物质能发电 6. 海洋能发电 7. 地热发电

## 卷 目

## 篇 目

第8卷  
电力系统工程

1. 电力系统规划 2. 远距离大容量交流输电系统 3. 高压直流输电系统 4. 灵活交流输电系统 5. 电力系统互联 6. 电力市场 7. 电力系统可靠性 8. 电力系统分析与仿真 9. 电力系统有功功率调整和频率控制 10. 电力系统无功补偿和电压控制 11. 电力系统稳定性及稳定控制 12. 电力系统控制理论与方法 13. 电力系统调度及调度自动化 14. 电力系统继电保护和安全自动装置 15. 电能质量 16. 配电系统及其自动化 17. 电力系统通信 18. 电力信息系统 19. 超导电力技术 20. 分布式能源电力系统

第9卷  
电机工程

1. 电机通论 2. 同步电机 3. 感应电机 4. 直流电机 5. 特种电机

第10卷  
输变电工程

1. 输电系统 2. 变电系统 3. 变压器、电抗器、互感器、电容器和调压器 4. 高压开关设备 5. 绝缘子和避雷器 6. 直流输电设备 7. 特高压输电技术 8. 输变电系统过电压与绝缘配合 9. 输变电系统的电磁环境 10. 高电压试验设备与电气绝缘试验 11. 设备状态在线监测与故障诊断技术

第11卷  
配电工程

1. 概论 2. 低压电器 3. 低压成套开关设备和控制设备 4. 低压电器与成套设备可靠性技术 5. 低压电器试验与检测技术 6. 低压成套开关设备和控制设备试验与检测技术

第12卷  
船舶电气工程

1. 概论 2. 船舶电机与电器 3. 船舶电站 4. 船舶电力系统 5. 船舶电力推进 6. 船舶机械电气控制 7. 综合船桥系统 8. 船舶电磁防护技术 9. 船舶电磁兼容 10. 船舶电气工艺

第13卷  
交通电气工程

1. 汽车电气 2. 轨道交通电气

第14卷  
建筑电气工程

1. 概论 2. 建筑电气的规范及标准 3. 建筑物电气装置标准 4. 建筑中压配电系统工程 5. 低压供配电系统 6. 建筑工程常用电器系统 7. 建筑照明 8. 建筑电气消防系统 9. 建筑设备监控系统 10. 安全防范系统与工程 11. 通信网络及信息系统 12. 防雷与接地 13. 建筑物电磁兼容技术

第15卷  
电气传动自动化

1. 概论 2. 电气自动控制策略 3. 计算机控制技术 4. 电气传动控制系统 5. 装备制造电气自动化 6. 电气传动自动化的应用



# 中国电气工程大典

— CHINA ELECTRICAL ENGINEERING CANON —

## 编辑委员会



主任:陆燕荪



主任:陆延昌



执行主任:周鹤良



执行主任:宋天虎





# 中国电气工程大典

— CHINA ELECTRICAL ENGINEERING CANON —

## 火力发电工程卷主编



严宏强

上海发电设备成套设计研究院院长、  
中国动力工程学会秘书长、教授级高工



程钧培

中国动力工程学会副理事长、  
教授级高工



都兴有

原电力工业部科技司司长、  
教授级高工



何木云

东方电气集团公司原董事长、  
教授级高工



黄其励

中国工程院院士、  
国家电网公司东北电网  
有限公司名誉总工程师



倪维斗

中国工程院院士、  
清华大学原副校长



赵洁

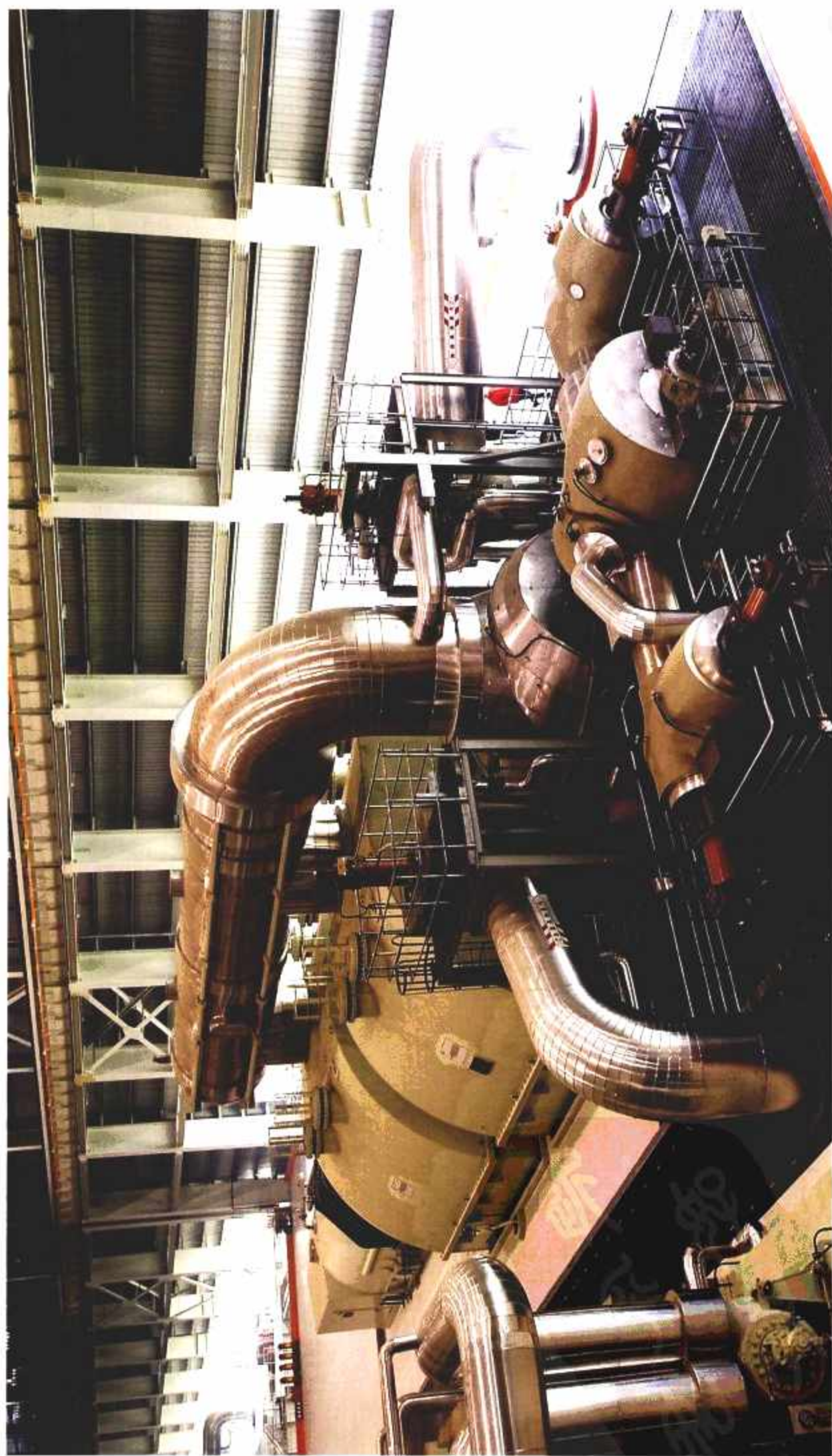
电力规划设计总院副院长、  
教授级高工  
中国电力工程顾问集团公司副总经理



赵毅

西安热工研究院有限公司副院长、  
教授级高工





玉环电厂1000MW超超临界汽轮发电机组





半山电厂第一台F级燃气轮机

# 中国电气工程大典

## 编辑委员会

- 主任：陆燕荪 原机械工业部副部长、教授级高级工程师  
中国机械工程学会名誉理事长
- 陆延昌 原电力工业部副部长、教授级高级工程师  
中国电机工程学会理事长
- 执行主任：周鹤良 原机械工业部电工局局长、教授级高级工程师  
中国电工技术学会名誉理事长
- 宋天虎 原机械工业部科技司司长、教授级高级工程师  
中国机械工程学会常务副理事长
- 副主任：潘崇义 中国电工技术学会副理事长、教授级高级工程师
- 吴玉生 中国电机工程学会秘书长、教授级高级工程师
- 邴凤山 中国水力发电工程学会副理事长、教授级高级工程师
- 严宏强 中国动力工程学会秘书长、教授级高级工程师
- 宗 健 中国电力出版社有限公司董事长、总经理、编审



# 委 员：（按姓氏笔画排列）

丁 杰	卜广全	于 龙	于坤山	于 明	于新颖	马小亮	马文忠	马伟明	马伟斌
马旭东	马济泉	马晓茜	马隆龙	丰镇平	王之杰	王为民	王正鸣	王占奎	王永骥
王成山	王兆安	王志峰	王作民	王国海	王明渝	王金元	王学伟	王泽忠	王建生
王建华	王绍武	王春华	王厚余	王炳忠	王 勇	王素英	王振铭	王 乘	王维洲
王景芹	王 强	王锡凡	王新新	王黎明	王德宽	王赞基	文习山	文劲宇	方晓燕
方 磊	尹天文	邓长胜	孔 力	孔伯汉	孔昭年	石萍萍	卢 强	卢澎湖	叶奇蓁
田东强	田培斌	史进渊	史毓珍	白少林	白俊光	白晓民	白继彬	冯江华	司马文霞
邢馥吏	戎一农	吕征宇	吕鸿达	朱庆明	朱英浩	朱宝田	朱晓明	朱家驹	朱耀泉
仲明振	任兆宏	任修明	任俊生	危师让	邬 雄	刘大明	刘广峰	刘卫宁	刘友梅
刘公直	刘文华	刘平安	刘 伟	刘仲儒	刘希清	刘 杰	刘尚明	刘国林	刘泽洪
刘建飞	刘建明	刘屏周	刘瑛岩	刘德志	齐剑波	关志成	江秀臣	江哲生	池 涌
汤 涌	汤蕴林	祁恩兰	许江宁	许忠卿	许洪华	阮江军	阮新波	阮 毅	孙才新
孙凤杰	孙成群	孙 林	孙牧海	严宏强	严陆光	严俊杰	严 萍	苏秀苹	杜正春
杜毅威	杨玉岗	杨守权	杨寿敏	杨其国	杨奇逊	杨奇娟	杨怡元	杨俊智	杨 耕
杨维迅	杨 雯	杨道刚	杨德才	李 卫	李文健	李永东	李成榕	李 旭	李兴源
李安定	李 农	李若梅	李杰仁	李宝树	李定中	李 奎	李彦明	李晓明	李颂哲
李朗如	李培植	李盛涛	李崇坚	李道本	李道林	李 鹏	李 新	李肇林	李耀星
邴凤山	肖立业	肖昌汉	肖辉乾	肖湘宁	肖耀荣	吴正国	吴创之	吴运东	吴志坚
吴国平	吴质根	吴晓波	吴培豪	邱爱慈	何木云	何阿平	何金良	何梓年	何湘宁
何瑞华	佟为明	余 志	余贻鑫	邹云屏	邹金昌	邹孟奇	应百川	辛德培	辛耀中
汪继强	汪集旻	汪樨生	汪德良	沈小宇	沈 江	沈 兵	沈邱农	沈梁伟	宋文武
宋汉武	宋哲仁	迟 速	张艺滨	张文才	张玉花	张业广	张乔根	张仲超	张兆鹤
张伯明	张治文	张启平	张 波	张 亮	张洪钟	张祖平	张勇传	张晓江	张晓锋
张 敏	张 望	张景洲	陆永平	陆宠惠	陆俭国	陆剑秋	陆祖良	陆家榆	陆嘉明
陈汉民	陈伟根	陈 仲	陈众励	陈庆国	陈 坚	陈伯时	陈国柱	陈治明	陈建飏
陈 星	陈思铤	陈 勇	陈哲良	陈恩鉴	陈雪梅	陈清泉	陈超志	陈敬超	陈辉明
陈黎平	陈德昌	陈德胜	陈德桂	邵 岚	苟锐锋	林云生	林公舒	林集明	易学勤
罗永浩	罗景华	金如麟	周小谦	周以国	周双喜	周 平	周仲仁	周远翔	周孝信
周建中	周思刚	周家启	周 娟	周锡生	郑小康	郑云之	郑永红	郑克文	郑明光
宗建华	宓传龙	孟庆东	赵玉文	赵光宙	赵 伟	赵红一	赵昌宗	赵治华	赵宗让
赵荣祥	赵相宾	赵 洁	赵 敏	赵婉君	赵 琨	赵 毅	赵黛青	荣命哲	胡方荪



胡安	胡学浩	胡振岭	胡鉴清	段善旭	段献忠	侯子良	俞忠德	俞智斌	饶芳权
施围	施鹏飞	洪元颐	姚本荣	姚尔昶	姚家祎	姚福生	贺建华	贺益康	贺湘琨
贺德馨	骆仲泱	秦和	秦裕碧	袁余军	袁建生	袁建敏	都兴有	耿英三	莫会成
贾东旭	夏立	夏祥贵	顾四行	顾国彪	钱昌燕	钱宝良	钱照明	倪维斗	徐元辉
徐凤刚	徐永法	徐兆丰	徐国政	徐洪海	徐殿国	徐铎	徐德鸿	殷禄祺	奚大华
高子瑜	高文胜	高庆国	高京生	高理迎	高培庆	郭天兴	郭国顺	郭保良	郭洁
郭振岩	郭灏	唐任远	唐炬	唐春潮	陶星明	黄少锋	黄仁乐	黄妙庆	黄其励
黄国治	黄学清	黄宝生	黄晓丽	黄崇祺	黄景湖	梅生伟	曹一家	曹惠彬	戚庆成
崔志强	崔翔	康勇	章名耀	章定邦	梁维宏	梁维燕	梁曦东	彭宗仁	葛大麟
葛少云	葛诗慧	葛蓉生	葛溪亭	葛增茂	董卫国	蒋洪德	蒋善定	韩民晓	韩英铎
惠世恩	覃大清	程天麟	程钧培	程时杰	程树康	程浩忠	傅书遏	焦侬	焦树建
舒惠芬	曾文星	曾正中	曾明富	曾南超	曾雁鸿	曾嵘	游亚戈	谢开贵	谢秋野
雷银照	雷清泉	满慧文	蔡崇积	管瑞良	廖胜松	廖瑞金	缪鸿兴	黎晓晖	颜渝坪
薛以太	戴先中	戴庆忠	戴慧珠	魏光辉					

# 序

电气工程包括发电工程、输配电工程和用电工程，是为国民经济发展提供电力能源及其装备的战略性产业，是国家工业化和国防现代化的重要技术支撑，是国家在世界经济发展中保持自主地位的关键产业之一。电气工程的产业关联度高，对从原材料工业、机械制造业、装备工业以及电子、信息等一系列产业的发展均具有推动和带动作用，对提高整个国民经济效益，促进经济社会可持续发展，提高人民生活质量有显著影响。

经过改革开放 30 年来的发展，我国电气工程已经形成了较完整的科研、设计、制造、建设、运行体系，成为世界电力工业大国之一。至 2007 年底，我国发电装机容量达 7.13 亿 kW，三峡水电及输变电工程、百万千瓦级超超临界火电工程、百万千瓦级核电工程，以及正在建设的交流 1000kV、直流  $\pm 800$ kV 特高压输变电工程等举世瞩目；大电网安全稳定控制技术、新型输电技术的推广，大容量电力电子技术的研究和应用，风力发电、太阳能光伏发电等可再生能源发电技术的产业化及规模化应用，超导电工技术、脉冲功率技术、各类电工新材料的探索与应用取得重要进展。特别是进入 21 世纪以来，电气工程领域全面贯彻科学发展观，新原理、新技术、新产品、新工艺获得广泛应用，拥有了一批具有自主知识产权的科技成果和产品，自主创新已成为行业的主旋律。我们的电气工程技术和产品，在满足国内市场需求的基础上已经开始走向世界。

电气工程技术的快速发展和巨大成就，要求对原有知识的不断更新，广大电气工程领域的工作者们对新的知识愈加渴求。在原机械工业部陆燕荪、电力工业部陆延昌两位老部长的倡议和领导下，由中国电工技术学会、中国机械工程学会、中国电机工程学会、中国动力工程学会和中国水力发电工程学会五个全国性学会，联合组织了电气工程各领域近 2000 位专家和学者，历





时4年多，编撰的《中国电气工程大典》现在出版了。这套内容新颖实用的巨著是电气工程领域一项重要的基础性工作，也是我国电气工程技术人员对社会的公益奉献。这部鸿篇巨著不仅具有电气工程技术的知识魅力，同时也具有鲜明的时代特色，相信会为广大读者营造一个开卷有益的氛围。

电能作为目前使用最方便的二次能源，在推动社会进步、促进科学技术发展和提高人民生活质量方面发挥着越来越重要的作用。随着社会的不断进步和人民生活水平的不断提高，电气工程任重而道远，需要依靠科技进步，并用更新的科学知识武装每一位电气工作者，所以，希望这套著作能对电气工程的教学、科研、设计和管理人员有所裨益。

徐匡迪

二〇〇八年八月十二日





# 前言

电的产生和应用是人类有史以来最伟大的科学技术成就之一。电力作为目前最清洁和使用最方便的二次能源，在推动社会发展、促进科学技术进步和提高人民生活质量方面发挥着越来越重要的作用。一个多世纪以来，电气技术的不断发展，电力生产及应用的日益增长，迅速改变了人类社会的面貌，也深深影响着人们的生活方式。电气化的程度已成为国家文明程度的重要标志之一。

改革开放 30 年来，我国科学技术取得了突飞猛进的发展，科技创新已成为国家发展的重要战略。在电气工程领域，新原理、新技术、新工艺、新材料得到了广泛应用，涌现出一大批具有自主知识产权的科研成果和产品。三峡电站的建设，大容量高效清洁超临界和超超临界压力机组的迅速发展，特高压交直流输电技术和灵活交流输电技术的发展和应用，先进的核能发电厂及可再生能源发电厂的成功建造，大电网智能化动态稳定监控系统与信息管理系统的应用，具有先进水平的电气装备制造业的高速发展，大容量电能变换与节能节电技术，风力发电、太阳能光伏发电等资源节约、环境友好的新技术的大量应用，计算机和信息网络技术在电气领域的普及，明显改变着电气工程领域技术发展状况。超导电工技术、脉冲功率技术，纳米材料、永磁材料、有机硅材料等各类电工新技术和新材料的探索与应用，都充分展示了中国电气工程领域所取得的骄人业绩，引起了世界的高度关注。其中许多科研成果和产品，已达到国际先进水平。

电气工程从业人员多，涉及面广，技术进步快，科研成果多，许多科研成果需要总结和积累，许多新的知识需要普及和传播。盛世修典，素有遗风。为反映电气工程领域最新的发展成就，总结已有的科研成果，传播工程领域最新的科学技术知识，中国电工技术学会、中国机械工程学会、中国电机工程学会、中国动力工程学会和中国水力发电工程学会五个学会，联合组织了电气工程各领域的约 2000 位专家和学者，编撰了《中国电气工程大典》。

本套书的编写工作于 2004 年开始启动，编委会多次召开工作会议，精心组织，按照“取材突出新原理、新技术、新工艺、新材料；内容体现新颖性、先进性、实用性；表达力求简明扼要、深入浅出、直观易懂”的原则，反复讨论并修改编写大纲，确定编写内容。经过 4 年磨砺，数易其稿，终于付梓出版。《中国电气工程大典》共 15 卷约 5000 万字，包括《现代电气工程基础》、《电力电子技术》、《电气工程材料及器件》、《火力发电工程》、《水力发电工程》、《核能发电工程》、《可再生能源发电工程》、《电力系统工程》、《电机工程》、《输变电工程》、《配电工程》、《船舶电气工程》、《交通电气工程》、《建筑电气工程》和《电气传动自动化》。

所有组织者和编著者都把编撰本套书当作电气工程领域建设的一项重要的基础性工作，他们认真负责，辛勤耕耘，倾注了大量心血。本套书在编写出版过程中，得到参与编写的各科研院所、企业、高等院校等单位的大力支持，还得到业内有关院士和专家、学者的热心帮助。正是大家的积极参与和无私奉献，才使得这部大典能顺利编写出版，编委会对他们的奉献和支持表示衷心感谢。

这部鸿篇巨著，涉及电气工程设计制造、建设施工、生产运行、科研教学、工程管理等领域，总结了改革开放 30 年来电气工程各领域的技术发展与成功经验，展示了各专业领域的最新技术数据、设计经验、科技成果和发展动态，汇集了国内外相关的先进理念和成熟经验，体现了科学性、先进性和实用性的结合，是一套可供电气工程领域专业技术人员和管理人员使用的综合性工具书，也可供高等院校相关专业师生参考。

《中国电气工程大典》的编撰出版工作涉及面广，参与人员多，写作难度大。尽管编撰人员尽心尽力，倾注了无数心血，但书中难免存在缺点和不足之处，恳请读者指正。

中国电气工程大典编辑委员会主任



陆燕荪 陆延昌

## 本 卷 前 言

能源在国民经济中的地位与作用已越来越为人们所重视。我国是世界上少数几个以煤炭为主要能源的国家之一,煤炭在我国的经济与社会发展中占有极为重要的地位,而且,在相当一段时间内,我国以煤为主的能源资源结构将不会改变,这就决定了火力发电在电源结构中的主导地位。2007年,我国电力的总装机容量已达7.1329亿kW,总发电量32559亿万kWh,发电量和装机容量均居世界第二位。其中,火电装机5.5442亿kW,占77.73%,火电发电量26980亿kWh,占82.86%。在全部总装机容量中,我国制造的机组占85%以上。

我国火力发电工程从无到有,由小到大,经历了一个不断奋进的过程。参数上,从中压、高压、超高压、亚临界发展到超临界、超超临界;容量上,从6、50、100、125、200、300、600MW发展到批量生产1000MW。特别是最近几年,超临界、超超临界火电机组、燃气—蒸汽联合循环机组、整体煤气化燃气—蒸汽联合循环机组、大型循环流化床锅炉、大型空冷电站机组、大容量热电联产机组等大型清洁高效发电装备技术的广泛应用,大大提高了我国火力发电工程在国内外两个市场上的竞争力。2005~2007年的三年中,我国发电设备的年生产能力和年电力装机容量均已达到1亿kW左右。在这一过程中,科研开发、工程设计、设备制造、机组运行等方面都积累了十分丰富的经验。认真总结经验,既是当前火力发电工程继续发展的要求,也是建设更高质量水平、技术水平火力发电工程的需要。火力发电工程的节能减排任务还十分艰巨,我们必须瞄准更高的目标,在确保火力发电安全、经济运行的基础上,继续发展高参数、高效率、高可靠性的清洁高效火电机组,同时发展先进的火力发电环保技术装备,最大限度地降低因火电引起的环境污染。

本卷是《中国电气工程大典》的第4卷《火力发电工程》,由中国动力工程学会组织编写,学会动员和组织了发电设备行业的企业、科研院所、高等院校的专家与学者300余人参与此项工作,做到集思广益,博采众长。编写中得到业内各有关单位领导和工程技术人员的大力支持,在此一并表示衷心的感谢。



本卷共 16 篇，分上、下两册出版。《火力发电工程》既总结了火力发电工程领域各专业范围内的最新技术、最新成果，又汇集了国内外相关的先进理念和成熟经验，力求体现内容的实用性、科学性和先进性。可供从事火力发电工程的设计、制造、运行、科研和管理等方面的工程技术人员查阅使用，也可供高等院校相关专业师生参考。

由于本卷内容丰富、范围广，16 篇又是分开编写的，作者人数多，在内容与形式上不易做到协调一致，错误与不足之处在所难免，热诚欢迎读者批评指正。



## 目 录

序	
前言	
本卷前言	
第1篇 概论	1
第1章 我国的电力工业现状	3
1 我国电力工业发展	3
1.1 2001~2005年电力生产概述	3
1.2 2010~2020年需电量预测	3
1.3 2010年及2020年发电装机容量预测	3
2 能源利用	4
2.1 我国能源资源概况	4
2.2 能源供需平衡情况	4
3 火电设备产业结构调整	4
第2章 火力发电厂综述	5
1 火力发电厂的主要类型	5
1.1 按燃料构成分	5
1.2 按设备类型分	5
1.3 按终端产品分	5
1.4 按运行方式分	5
1.5 按功能性质分	5
1.6 按冷却方式分	5
2 火力发电厂的技术现状	5
2.1 超临界、超超临界火电机组	5
2.2 燃气轮机及燃气—蒸汽联合循环机组	5
2.3 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 机组 (IGCC)	6
2.4 循环流化床锅炉 (CFB)	6
2.5 热电联产机组	6
2.6 大型空冷机组	6
2.7 内燃机电站	6
3 火力发电厂的主要技术经济指标	6
3.1 可靠性指标	6
3.2 煤耗指标	7
3.3 经济性指标	7
3.4 大气污染物排放指标	8
3.5 耗水指标	8
3.6 占地指标	8
第3章 火力发电工程建设	10
1 火力发电工程规划和设计	10
1.1 电源规划	10
1.2 电源项目的核准	10
1.3 火力发电项目的设计	11
2 火力发电项目的建设条件	11
2.1 自然条件	11
2.2 外部条件	12
2.3 环境影响	12
2.4 电力系统	12
2.5 热力规划	12
2.6 交通运输	12
3 项目建设的组织管理	13
3.1 国内外常用的管理方式	13
3.2 国内通常管理方式	13
4 招标管理	13
4.1 招标方式	13
4.2 招标组织	13
4.3 招投标程序	13
4.4 招标必须具备的基本条件	14
4.5 招投标法律责任	14
5 设备招投标	14
5.1 招标范围	14
5.2 主机招标必须具备的条件	14
5.3 编制招标文件	14
5.4 资格审查	15
5.5 投标	15
5.6 开标	15
5.7 评标	15
5.8 定标	16
6 其他招标	16
6.1 设计招标	16
6.2 施工招标	16
6.3 监理招标	16
6.4 调试招标	16
7 工程建设	16
7.1 施工	16
7.2 启动调试	17
7.3 性能试验、达标投产和竣工验收	17
8 环境保护	17
8.1 目前环境保护要求	18
8.2 环境保护措施	18
8.3 水土保持	20
8.4 绿化	20
8.5 节水	20
第4章 火力发电工程发展动向	22
1 发展趋势	22
2 进一步提高机组蒸汽初参数	22
3 发展大容量循环流化床锅炉 (CFB)	22
4 发展燃气—蒸汽联合循环机组	22
5 建设整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC) 示范电站	23
6 燃料电池	23
7 大型空冷发电机组	23
8 大容量热电联产机组	23
9 发展火力发电环保技术装备	23
第2篇 火力发电厂设计	25
第1章 概述	27
1 总则	27
1.1 火力发电厂设计在工程建设中的 重要作用	27
1.2 火力发电厂设计的指导思想及总的要求	27
1.3 火力发电厂的主要类型	27
1.4 设计手段及发展趋势	27
1.5 火力发电厂设计各主要阶段的划分	28

2 初步可行性研究阶段 .....	29	4.3 厂区防排洪设施 .....	53
2.1 初步可行性研究的作用和任务 .....	29	5 厂区管线规划与设计 .....	56
2.2 初步可行性研究报告的编制依据 .....	29	5.1 厂区管线规划与设计主要原则 .....	56
2.3 初步可行性研究的主要工作步骤 .....	29	5.2 厂区管线分布 .....	56
2.4 初步可行性研究阶段的主要工作内容 .....	29	5.3 厂区管线敷设方式 .....	56
3 可行性研究阶段 .....	30	6 交通运输 .....	57
3.1 可行性研究的作用和任务 .....	30	6.1 铁路运输 .....	57
3.2 可行性研究报告的编制依据 .....	30	6.2 公路运输 .....	57
3.3 可行性研究的主要工作步骤 .....	30	6.3 水路运输 .....	57
3.4 可行性研究阶段的主要工作内容 .....	31	6.4 带式运输 .....	58
4 初步设计阶段 .....	33	7 环境与绿化 .....	59
4.1 初步设计的作用和任务 .....	33	7.1 厂区环境与绿化设计要点 .....	59
4.2 初步设计的编制依据 .....	33	7.2 绿化布置 .....	59
4.3 初步设计的主要工作步骤 .....	33	8 施工组织设计及“五通一平” .....	59
4.4 初步设计阶段的主要工作内容 .....	33	8.1 施工组织设计大纲 .....	59
5 施工图阶段 .....	34	8.2 “五通一平”设计 .....	60
5.1 施工图设计的作用和任务 .....	34	<b>第3章 锅炉及其附属系统</b> .....	62
5.2 施工图的编制依据 .....	34	1 锅炉容量参数和形式 .....	62
5.3 施工图设计的主要工作步骤 .....	34	1.1 燃料的适应性 .....	62
5.4 施工图设计阶段的主要工作内容 .....	35	1.2 锅炉炉型选择 .....	63
6 施工配合阶段 .....	35	1.3 锅炉和汽轮机的匹配 .....	63
6.1 施工配合的作用和任务 .....	35	2 锅炉点火助燃系统 .....	63
6.2 施工配合的主要工作步骤 .....	35	2.1 点火及助燃油系统 .....	63
7 竣工图阶段 .....	36	2.2 点火助燃系统的主要设备 .....	64
7.1 竣工图的作用和任务 .....	36	3 燃料制备系统 .....	64
7.2 竣工图的编制依据 .....	36	3.1 煤粉制备系统 .....	64
7.3 竣工图阶段的主要工作步骤 .....	36	3.2 循环流化床锅炉燃料制备系统 .....	68
7.4 竣工图的主要工作内容 .....	36	3.3 燃油系统 .....	68
8 设计回访总结阶段 .....	36	3.4 燃气系统 .....	68
9 项目后评价阶段 .....	37	4 烟气、空气系统 .....	69
9.1 项目后评价的作用和任务 .....	37	4.1 烟风系统主要设备 .....	69
9.2 项目后评价的编制依据 .....	37	4.2 空气动力计算 .....	70
9.3 项目后评价的主要工作步骤 .....	37	5 锅炉辅助系统 .....	70
9.4 项目后评价基本原则及分析方法 .....	37	5.1 汽包锅炉排污系统 .....	70
9.5 项目后评价报告的主要编制内容 .....	37	5.2 直流锅炉的启动系统 .....	70
10 火力发电厂核准程序 .....	40	6 烟气脱硫系统 .....	71
10.1 项目核准制及核准程序 .....	40	6.1 烟气脱硫系统类型 .....	71
10.2 核准制对可行性研究工作的要求 .....	41	6.2 烟气脱硫系统和设备 .....	71
10.3 项目申请报告与可行性研究报告的 联系与区别 .....	41	7 烟气脱硝系统 .....	73
10.4 项目申请报告的主要内容 .....	41	7.1 烟气脱硝系统类型 .....	73
<b>第2章 厂址选择与总图运输</b> .....	43	7.2 烟气脱硝系统和设备 .....	74
1 厂址选择 .....	43	8 除灰渣系统 .....	75
1.1 厂址选择的主要原则 .....	43	8.1 除灰渣系统设计任务及原则 .....	75
1.2 厂址选择的主要内容 .....	43	8.2 气力输送系统 .....	76
1.3 厂址方案技术经济论证 .....	44	8.3 水力输送系统 .....	77
2 总体规划 .....	44	8.4 机械除灰渣系统 .....	78
2.1 总体规划的主要原则 .....	44	8.5 厂外输送方式 .....	79
2.2 厂址选择与总体规划设计实例 .....	44	8.6 除灰渣系统的控制要求 .....	79
3 厂区总平面布置 .....	44	9 烟风煤粉管道设计计算 .....	79
3.1 厂区总平面布置主要原则 .....	44	9.1 管道选择 .....	79
3.2 厂区总平面布置主要内容 .....	44	9.2 管道的膨胀及补偿计算 .....	79
3.3 厂区总平面布置设计实例 .....	46	9.3 管道附件选择和计算 .....	79
4 厂区竖向布置 .....	52	9.4 管道异形件优化选型 .....	80
4.1 厂区竖向布置主要原则 .....	52	9.5 管道支吊架 .....	80
4.2 厂区竖向布置方式 .....	53	<b>第4章 汽轮机及其附属系统</b> .....	81
		1 汽轮机的容量、参数和类型选择 .....	81



1.1 容量 .....	81	4 电气控制、保护及自动装置 .....	121
1.2 汽轮机类型和参数确定 .....	81	4.1 电气控制 .....	121
1.3 汽轮机主要性能要求 .....	81	4.2 继电保护 .....	122
2 主蒸汽、再热蒸汽和旁路系统 .....	82	4.3 安全自动装置 .....	123
2.1 系统功能及范围 .....	82	5 电缆线路设施 .....	123
2.2 系统设计准则 .....	82	5.1 电缆线路设计 .....	123
2.3 系统说明 .....	82	5.2 电缆选型 .....	123
3 凝结水系统 .....	85	5.3 电缆防火 .....	124
3.1 系统功能及范围 .....	85	6 照明系统 .....	125
3.2 系统设计准则 .....	87	6.1 照明设计要求 .....	125
3.3 系统说明 .....	87	6.2 绿色照明 .....	125
4 给水系统 .....	88	7 厂内通信 .....	125
4.1 系统功能及范围 .....	88	7.1 生产管理通信 .....	125
4.2 系统设计准则 .....	88	7.2 生产调度通信 .....	125
4.3 系统说明 .....	88	<b>第6章 仪表和控制</b> .....	126
5 抽汽系统 .....	90	1 总则 .....	126
5.1 系统功能及范围 .....	90	2 控制原则及控制系统总体设计 .....	126
5.2 系统设计准则 .....	90	2.1 控制原则和自动化水平 .....	126
5.3 系统说明 .....	90	2.2 单元机组控制 .....	126
6 辅助蒸汽系统 .....	92	2.3 辅助车间控制 .....	127
6.1 系统功能及范围 .....	92	2.4 信息化和厂级自动化 .....	127
6.2 系统设计准则 .....	92	2.5 全厂自动化系统的总体结构 .....	127
6.3 系统说明 .....	92	3 控制室和电子设备室布置 .....	127
7 加热器疏水及放气系统 .....	94	3.1 控制室 .....	127
7.1 系统功能及范围 .....	94	3.2 集中控制室 .....	127
7.2 系统设计准则 .....	94	3.3 电子设备室 .....	131
7.3 系统说明 .....	94	4 检测、仪表和执行机构 .....	131
8 凝汽器抽真空系统 .....	97	4.1 过程变量及其测量仪表 .....	131
8.1 系统功能及范围 .....	97	4.2 检测和仪表系统设计 .....	131
8.2 系统说明 .....	97	4.3 检测仪表及执行机构简述 .....	133
9 冷却水系统 .....	97	5 分散控制系统 (DCS) 应用 .....	133
9.1 系统功能及范围 .....	97	5.1 分散控制系统概貌 .....	133
9.2 系统设计准则 .....	101	5.2 DCS 应用有关问题 .....	134
9.3 系统说明 .....	101	5.3 DCS 应用技术发展 .....	135
10 管道设计 .....	101	6 监视、操作和报警 .....	136
10.1 管道设计有关标准 .....	101	6.1 监视和操作手段 .....	136
10.2 管道应力计算 .....	102	6.2 DCS 的监视、操作和报警功能 .....	136
10.3 管道支吊架 .....	103	6.3 常规仪表、后备手操和报警 .....	137
11 供热机组及供热系统 .....	105	6.4 工业电视监视 .....	137
11.1 热负荷和供热机组选择 .....	105	7 模拟量控制 .....	137
11.2 供热系统 .....	105	7.1 模拟量控制品质指标 .....	137
<b>第5章 发电机及其相关系统</b> .....	106	7.2 模拟量控制设计准则 .....	138
1 发电机 .....	106	7.3 机组协调控制 .....	138
1.1 发电机分类 .....	106	7.4 锅炉模拟量控制 .....	138
1.2 发电机主要参数选择 .....	106	7.5 汽轮机和发电机辅助设备模拟量控制 .....	139
1.3 发电机励磁系统 .....	106	8 开关量控制和联锁、保护 .....	140
2 电气主接线系统 .....	107	8.1 开关量控制和联锁、保护含义 .....	140
2.1 电气主接线功能 .....	107	8.2 顺序控制系统 .....	140
2.2 电气主接线的设计原则 .....	107	8.3 保护 .....	141
2.3 主接线系统设备选型 .....	108	9 主要专用仪表控制设备和系统 .....	141
2.4 主接线系统设备布置 .....	112	9.1 汽轮机数字电液控制系统 (DEH) .....	141
2.5 绝缘配合、过电压保护及防雷接地 .....	114	9.2 汽轮机紧急跳闸系统 (ETS) .....	142
3 厂用电系统 .....	116	9.3 汽轮机本体监测仪表 (TSI) .....	142
3.1 厂用电系统功能 .....	116	9.4 锅炉燃烧器火焰检测系统 .....	142
3.2 厂用电系统设计准则 .....	116	9.5 汽轮发电机组振动监测和故障诊断系统 .....	142
3.3 厂用电系统的设备选择及布置 .....	119		

9.6 给水泵汽轮机数字电液控制系统和紧急跳闸系统 .....	142
9.7 锅炉吹灰器控制系统 .....	143
9.8 锅炉炉管泄漏监测系统 .....	143
9.9 火灾检测报警系统 .....	143
9.10 其他专用仪表控制设备和系统 .....	143
10. 辅助车间控制 .....	143
10.1 辅助车间范围和特点 .....	143
10.2 辅助车间控制原则和控制系统 .....	143
10.3 辅助车间控制系统联网 .....	144
11. 厂级自动化系统 .....	144
11.1 厂级自动化概念 .....	144
11.2 厂级自动化系统功能 .....	144
11.3 厂级自动化系统结构 .....	145
12. 仪表和自动设备安装 .....	145
12.1 电缆和接线 .....	145
12.2 仪表管路安装 .....	145
12.3 就地仪表安装和布置 .....	145
12.4 防护措施 .....	146
13. 电源和气源 .....	146
13.1 电源类别及用途 .....	146
13.2 电源系统设计 .....	147
13.3 气源系统 .....	147
14. 联合循环发电厂仪表和控制 .....	147
14.1 控制原则及控制系统总体方案 .....	147
14.2 燃气轮机—汽轮机控制系统 .....	148
14.3 联合循环机组分散控制系统 .....	148
<b>第7章 主厂房布置</b> .....	149
1 总则 .....	149
1.1 主厂房布置设计的前提条件 .....	149
1.2 主厂房布置的主要设计要求 .....	149
2 燃煤发电厂主厂房布置 .....	150
2.1 主厂房组成 .....	150
2.2 布置要求 .....	150
2.3 布置参考示意图 .....	151
2.4 主要参考数据 .....	151
3 燃气轮机发电厂主厂房布置 .....	158
3.1 主厂房组成 .....	158
3.2 布置要求、形式及描述 .....	158
3.3 布置参考示意图 .....	158
3.4 主要参考数据 .....	165
4 燃油、燃气发电厂主厂房布置 .....	165
4.1 主厂房组成 .....	165
4.2 布置要求 .....	165
5 维护检修 .....	165
5.1 燃煤、燃油、燃气机组 .....	165
5.2 燃气轮机机组 .....	166
<b>第8章 运煤系统</b> .....	167
1 总则 .....	167
1.1 设计任务及范围 .....	167
1.2 主要设计原则 .....	167
2 卸煤装置 .....	167
2.1 铁路运输卸煤装置 .....	167
2.2 水路运输卸煤 .....	168
2.3 公路运输卸煤 .....	169
2.4 坑口电厂带式输送机运输 .....	169

3 贮煤设施 .....	171
3.1 露天、封闭贮煤场及煤场设备 .....	171
3.2 筒仓 .....	171
4 筛分破碎设备 .....	174
4.1 筛分设备 .....	174
4.2 破碎设备 .....	174
5 带式输送机 .....	174
5.1 普通带式输送机 .....	174
5.2 特殊带式输送机 .....	174
5.3 带式输送机检测、保护装置 .....	174
6 给煤设备及配煤设备 .....	175
6.1 给煤设备 .....	175
6.2 配煤设备 .....	175
7 辅助设备和设施 .....	175
7.1 入厂、入炉煤计量 .....	175
7.2 除铁器 .....	175
7.3 采制样装置 .....	175
7.4 起重设备 .....	175
7.5 石灰石系统 .....	175
7.6 清扫系统 .....	175
8 运煤系统控制要求 .....	175
<b>第9章 水工设施及系统</b> .....	176
1 水源、水量及水质 .....	176
1.1 水源种类 .....	176
1.2 发电厂各系统水量及水质要求 .....	176
1.3 各类水源的选择及认可 .....	177
2 水务管理 .....	177
2.1 全厂水务管理 .....	177
2.2 水量平衡 .....	177
2.3 耗水指标要求 .....	177
2.4 主要节水措施 .....	178
3 冷却水系统选择及布置 .....	178
3.1 冷却水系统的分类及选择 .....	178
3.2 冷却水系统及水工建筑物布置 .....	178
3.3 冷却水系统冷端优化计算 .....	179
3.4 冷却水系统恒定流和瞬变流水力计算 .....	179
4 取、排水及输水设施 .....	179
4.1 地表水取、排水设施 .....	179
4.2 地下水取水设施 .....	183
4.3 再生水取水 .....	183
4.4 煤矿疏干水取水 .....	183
5 冷却设施及设备 .....	183
5.1 冷却方式 .....	183
5.2 冷却塔 .....	183
5.3 冷却塔结构设计基本要求及材料 .....	184
5.4 水面冷却 .....	184
6 发电厂净化站 .....	184
6.1 净化设施种类、选型和处理能力的确定 .....	184
6.2 净化设施的工艺流程和布置 .....	185
6.3 净化处理构筑物 .....	185
7 生产、生活给排水 .....	185
7.1 生产、生活给水系统 .....	185
7.2 工业废水、生活污水系统 .....	186
7.3 雨水排水系统 .....	186
8 厂外灰渣(含脱硫石膏)输送系统 .....	187
8.1 厂外灰渣输送方式 .....	187



8.2 水力灰渣管线选择及敷设方式 .....	187	11.1 氢气系统及容量的确定 .....	208
8.3 干除灰道路 .....	187	11.2 电厂氢气系统设计及设备配置 .....	208
9 贮灰场 .....	188	11.3 氢气质量监测仪表 .....	209
9.1 贮灰场形式及选址 .....	188	11.4 氢气站的布置 .....	209
9.2 湿贮灰场 .....	188	12 水处理系统控制 .....	209
9.3 干贮灰场 .....	189	13 化学实验室 .....	209
10 消防 .....	189	<b>第 11 章 建筑、结构与暖通</b> .....	210
10.1 电厂建(构)筑物的火灾危险性分类 及其耐火等级 .....	189	1 总则 .....	210
10.2 电厂厂区总平面布置 .....	190	2 建筑 .....	210
10.3 电厂建(构)筑物的安全疏散和建筑构造 .....	191	2.1 主厂房布置 .....	210
10.4 电厂消防给水、灭火设施 .....	191	2.2 主厂房内部交通 .....	210
10.5 火灾自动报警、消防设备控制 .....	195	2.3 采光 .....	211
10.6 采暖、通风和空气调节系统的消防设计 .....	196	2.4 屋面及防水排水 .....	211
10.7 电厂消防供电及照明 .....	196	2.5 主厂房造型 .....	212
<b>第 10 章 水处理系统及设备</b> .....	197	2.6 主厂房防火设计 .....	212
1 水的特性及火力发电厂水处理的重要性 .....	197	2.7 其他生产建筑 .....	212
1.1 水的特性 .....	197	2.8 辅助、附属及生活建筑 .....	214
1.2 火力发电厂水处理的重要性及用 水水质 .....	197	2.9 厂区景观设计 .....	215
1.3 火力发电厂水处理设计及应遵循 的主要标准 .....	197	3 结构 .....	215
2 水的预处理 .....	198	3.1 基本要求 .....	215
2.1 系统选择 .....	198	3.2 荷载 .....	216
2.2 水的混凝、澄清、过滤处理系统 .....	198	3.3 主厂房结构 .....	217
2.3 水的混凝、澄清、过滤处理设备 .....	198	3.4 地基与基础 .....	218
2.4 膜过滤技术及应用 .....	199	3.5 动力机器基础 .....	220
3 水的预脱盐 .....	199	3.6 烟囱、烟道 .....	220
3.1 反渗透预脱盐 .....	199	3.7 其他生产建(构)筑物 .....	221
3.2 海水预脱盐(海水淡化) .....	200	4 采暖通风与空气调节 .....	223
4 锅炉补给水处理 .....	202	4.1 采暖 .....	223
4.1 系统选择和处理容量的确定 .....	202	4.2 通风 .....	224
4.2 锅炉补给水离子交换处理 .....	202	4.3 空气调节 .....	225
4.3 锅炉补给水电除盐(EDI)处理 .....	203	4.4 除尘及真空清扫 .....	227
5 汽轮机组的凝结水精处理 .....	204	4.5 新技术、新设备应用展望 .....	228
5.1 目的及处理系统 .....	204	<b>第 12 章 环境保护、劳动安全与职业卫生</b> .....	230
5.2 凝结水处理工艺 .....	204	1 环境保护 .....	230
5.3 机组凝结水处理系统的设备配置 .....	204	1.1 总则 .....	230
6 热力系统的化学加药处理 .....	205	1.2 环境空气污染防治措施 .....	231
6.1 加药处理的目的 .....	205	1.3 水污染防治措施 .....	232
6.2 给水化学工况及加药系统的设置 .....	205	1.4 噪声治理措施 .....	232
6.3 炉水校正处理 .....	205	1.5 贮灰场污染防治措施 .....	232
7 热力系统水汽质量监测 .....	205	1.6 煤场污染防治措施 .....	232
8 冷却水处理 .....	205	1.7 固体废弃物综合利用 .....	233
8.1 电厂冷却水系统的特点及处理要求 .....	205	1.8 环境保护投资估算与环境保护管理、 监测 .....	233
8.2 循环冷却水处理 .....	206	1.9 水土保持 .....	233
8.3 冷却水中的杀生处理 .....	207	2 劳动安全与职业卫生 .....	234
8.4 凝汽器管材及选择 .....	207	2.1 劳动安全设计 .....	234
9 热网补给水及回水处理 .....	207	2.2 职业卫生设计 .....	238
9.1 处理的目及原则 .....	207	<b>第 13 章 技术经济</b> .....	241
9.2 热网补给水处理系统 .....	207	1 建设预算编制办法 .....	241
9.3 回水处理系统 .....	208	1.1 编制要求 .....	241
10 工业废水处理 .....	208	1.2 估算、概算、预算的内容组成 .....	241
10.1 工业废水处理的目及原则 .....	208	1.3 建设预算的编排次序 .....	241
10.2 电厂工业废水及处理方法 .....	208	1.4 建设预算的编制规则 .....	241
11 氢气站 .....	208	1.5 初步可行性研究、可行性研究投资 估算的编制 .....	242
		1.6 初步设计概算的编制 .....	242

1.7 施工图预算的编制 .....	243
2 项目及费用性质划分办法 .....	243
2.1 费用性质划分 .....	243
2.2 项目划分 .....	244
3 电力建设项目经济评价办法 .....	245
3.1 适用范围 .....	245
3.2 财务分析方法 .....	245
4 控制工程造价办法 .....	245
4.1 限额设计 .....	245
4.2 限额设计参考造价指标 .....	246
<b>第14章 空冷发电厂</b> .....	248
1 概述 .....	248
1.1 空冷发电技术的特点 .....	248
1.2 空冷系统的适用性 .....	248
2 空冷发电厂厂址选择及厂区规划的特殊要求 .....	248
2.1 厂址选择 .....	248
2.2 总平面布置时要注意的问题 .....	249
3 空冷汽轮机及其热力系统 .....	249
3.1 空冷汽轮机的特点 .....	249
3.2 空冷汽轮机的功率及背压的选择 .....	249
3.3 空冷汽轮机热力系统的特点 .....	250
4 主厂房布置 .....	250
4.1 锅炉房和煤仓间布置 .....	250
4.2 汽机房布置 .....	250
4.3 参考布置简介 .....	251
4.4 主要参考数据 .....	251
5 空冷系统及设备 .....	251
5.1 空冷系统的选择 .....	251
5.2 空冷机组的冷端优化 .....	251
5.3 直接空冷系统的流程、设备和布置 .....	252
5.4 混合式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置 .....	253
5.5 表面式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置 .....	254
参考文献 .....	255
<b>第3篇 锅炉</b> .....	257
<b>第1章 锅炉总体设计、燃料、物质平衡与热平衡</b> .....	259
1 概述 .....	259
1.1 锅炉设备的工作过程 .....	259
1.2 锅炉的类别、参数及型号 .....	259
2 锅炉总体设计 .....	260
2.1 锅炉总体设计的基本程序 .....	260
2.2 锅炉成套设计的基本原则 .....	261
3 燃料 .....	261
3.1 燃料的成分及其特性 .....	261
3.2 燃料的成分分析基准和换算 .....	262
3.3 燃料灰渣的成分及其特性 .....	263
3.4 我国煤的分类 .....	265
3.5 煤质的特种分析及判别指数 .....	267
3.6 液体与气体燃料 .....	269
3.7 燃料特性对锅炉设计和运行的影响 .....	270
4 物质平衡与热平衡 .....	271
4.1 空气量和烟气量的计算 .....	271

4.2 锅炉的空气平衡 .....	273
4.3 过量空气系数的选择和测量 .....	274
4.4 空气和烟气焓的计算 .....	275
4.5 完全燃烧方程式 .....	275
4.6 锅炉的热平衡 .....	275
<b>第2章 燃烧设备</b> .....	280
1 炉膛与燃烧器 .....	280
1.1 设计的基本要求 .....	280
1.2 燃烧器的形式与布置 .....	280
1.3 燃烧方式的选取 .....	281
1.4 炉膛热力特性参数的选择 .....	281
1.5 主要炉膛热力特性参数计算式 .....	282
1.6 大型煤粉锅炉燃烧性能保证值的确定 .....	283
2 直流煤粉燃烧器的设计 .....	283
2.1 直流煤粉燃烧器概述及特点 .....	283
2.2 水平浓淡分离燃烧器 .....	285
2.3 WR型燃烧器 .....	286
2.4 PM燃烧器 .....	286
2.5 中心十字风燃烧器 .....	286
2.6 其他燃烧器(钝体燃烧器、船形燃烧器、双通道自稳式燃烧器) .....	287
3 煤粉旋流燃烧器 .....	288
3.1 旋流燃烧器的特点 .....	288
3.2 旋流燃烧器的旋流强度 .....	288
3.3 煤粉旋流燃烧器的设计原则与结构简述 .....	288
3.4 煤粉旋流燃烧器的煤种适应性 .....	289
3.5 煤粉旋流燃烧器的运行 .....	289
3.6 主要新型煤粉旋流燃烧器简介 .....	290
4 W型火焰燃烧技术 .....	293
4.1 适用范围 .....	293
4.2 设计原则 .....	294
4.3 W型火焰燃烧方式的煤粉燃烧器 .....	294
5 低 $\text{NO}_x$ 的燃烧技术 .....	296
5.1 燃烧过程 $\text{NO}_x$ 的生成机理 .....	296
5.2 控制排放量的方案与措施 .....	296
5.3 我国大型煤粉锅炉 $\text{NO}_x$ 排放水平 .....	298
6 油燃烧器 .....	298
6.1 油枪喷嘴 .....	298
6.2 配风器 .....	299
6.3 炉前油系统 .....	300
7 气体燃烧器 .....	300
7.1 气源参数和气体燃烧器的选择 .....	300
7.2 炉前燃气系统 .....	301
7.3 气体燃烧的安全守则 .....	301
8 液态排渣炉的燃烧设备 .....	302
8.1 液态排渣的选取条件 .....	302
8.2 液态排渣炉的燃烧设备 .....	302
9 燃煤锅炉的点火系统 .....	303
9.1 煤粉锅炉的点火燃料及方式 .....	303
9.2 点火器容量和点火系统容量的合理选择 .....	304
9.3 点火器形式 .....	304
9.4 常规点火器的布置方式 .....	304
<b>第3章 除渣设备</b> .....	305
1 除渣设备的基本要求和分类 .....	305
2 除渣设备的布置方式 .....	305



2.1 集中布置方式 .....	305	5.1 对流过热器和再热器的积灰与结渣 .....	341
2.2 分散布置方式 .....	305	5.2 对流过热器和再热器的磨损 .....	342
2.3 集中与分散联合布置方式 .....	306	5.3 过热器和再热器的高温腐蚀 .....	342
3 除渣方式 .....	306	<b>第6章 省煤器</b> .....	345
3.1 干式除渣方式 .....	306	1 省煤器的作用与形式 .....	345
3.2 湿式除渣方式 .....	306	1.1 省煤器的作用 .....	345
4 碎渣机 .....	309	1.2 省煤器的形式 .....	345
4.1 辊式碎渣机 .....	309	2 布置方式及结构形式 .....	345
4.2 冲击式碎渣机 .....	310	2.1 布置方式 .....	346
5 除渣设备容量的确定 .....	311	2.2 结构形式 .....	347
<b>第4章 蒸发系统</b> .....	312	3 省煤器设计 .....	347
1 锅炉循环方式、基本原理及其特点 .....	312	3.1 设计数据选取 .....	348
1.1 自然循环锅炉 .....	312	3.2 省煤器的设计计算 .....	348
1.2 控制循环锅炉 .....	313	4 鳍片管式省煤器 .....	350
1.3 直流锅炉 .....	314	4.1 H型鳍片管式省煤器 .....	350
1.4 复合循环锅炉 .....	315	4.2 螺旋鳍片管省煤器 .....	351
2 蒸发受热面热负荷分配 .....	317	<b>第7章 空气预热器</b> .....	353
2.1 炉膛壁面局部热负荷的计算方法 .....	317	1 空气预热器的作用与分类 .....	353
2.2 沿炉膛高度方向热负荷的确定 .....	319	1.1 空气预热器的作用 .....	353
3 回路设计原则与主要设计参数选择 .....	319	1.2 空气预热器的分类和优缺点 .....	353
3.1 自然循环回路设计原则与主要参数 的选择 .....	319	1.3 预热器形式的选定 .....	353
3.2 控制循环回路主要设计原则与参数 选择 .....	322	1.4 预热器的单级和双级布置 .....	353
3.3 其他循环方式(低循环倍率)回路设计 特点与方法 .....	325	2 预热器运行中出现的几个问题 .....	354
3.4 下部倾斜围绕、上部一次上升回路主要 参数选择 .....	325	2.1 低温腐蚀 .....	354
4 蒸发系统的结构特点 .....	326	2.2 堵灰 .....	355
4.1 水冷壁的类型与管屏结构特点 .....	326	2.3 磨蚀 .....	355
4.2 折焰角的功能、结构尺寸与支吊形式 .....	327	2.4 火灾 .....	355
4.3 壁式再热器(或壁式过热器)与水冷壁 的连接形式 .....	328	2.5 振动 .....	356
4.4 下降管的布置形式及其利弊分析 .....	328	3 管式空气预热器 .....	356
5 汽包、分离器及其附件 .....	329	3.1 列管式空气预热器 .....	356
5.1 汽包与分离器的主要作用 .....	329	3.2 列管式空气预热器主要参数的选择 .....	356
5.2 汽包附件的结构与作用 .....	329	3.3 热管式空气预热器 .....	357
<b>第5章 过热器和再热器</b> .....	331	4 风罩回转再生式空气预热器 .....	358
1 过热器和再热器的作用与分类 .....	331	4.1 结构 .....	358
1.1 过热器和再热器的作用 .....	331	4.2 风罩回转式预热器的被替代 .....	359
1.2 过热器和再热器的分类 .....	331	5 受热面回转再生式空气预热器 .....	359
1.3 过热器和再热器设计应考虑 的主要因素 .....	331	5.1 容克式预热器的工作原理 .....	359
2 结构形式 .....	331	5.2 容克式预热器的主要设计规范 .....	360
2.1 对流过热器和再热器的结构形式 .....	331	5.3 预热器性能计算方法 .....	363
2.2 半辐射过热器和再热器的结构形式 .....	333	5.4 预热器性能测试方法 .....	364
2.3 辐射过热器和再热器的结构形式 .....	334	5.5 受热面回转式预热器的结构 .....	364
2.4 过热器和再热器定位结构 .....	334	5.6 预热器控制漏风率的原理和手段 .....	368
3 过热器和再热器的汽温特性和调节方式 .....	336	<b>第8章 锅炉构架、炉墙及管道保温、膨胀 密封和支吊装置</b> .....	370
3.1 过热器和再热器的汽温特性 .....	336	1 锅炉构架 .....	370
3.2 蒸汽温度调节方式 .....	338	1.1 构架选型及设计原则 .....	370
4 过热器和再热器的热偏差 .....	340	1.2 荷载组合与统计 .....	371
4.1 热偏差与热偏差系数的定义 .....	340	1.3 静力分析 .....	374
4.2 减小热偏差的措施 .....	341	1.4 梁的设计 .....	374
5 对流过热器和再热器的积灰与结渣、 磨损和高温腐蚀 .....	341	1.5 柱的设计 .....	375
		1.6 桁架设计 .....	377
		1.7 连接设计 .....	377
		1.8 节点设计 .....	379
		1.9 刚性梁 .....	380
		2 炉墙及管道保温 .....	381
		2.1 炉墙的作用、分类和管道保温 .....	381

2.2 敷管炉墙和管道保温结构 .....	382	2 锅炉可靠性分析的常用术语及定义 .....	460
2.3 炉墙材料 .....	385	2.1 锅炉可靠性常用术语 .....	460
2.4 炉墙传热和管道保温计算 .....	387	2.2 锅炉可靠性分析的时间术语定义 .....	460
3 膨胀密封和支吊装置 .....	387	3 锅炉可靠性特征量的计算公式 .....	460
3.1 锅炉的热膨胀 .....	387	4 锅炉可靠性薄弱环节的分析方法 .....	461
3.2 锅炉的密封 .....	389	4.1 可靠性薄弱环节统计的基本公式 .....	461
3.3 锅炉的支吊装置 .....	391	4.2 火电机组可靠性薄弱环节统计的统计公式 .....	461
<b>第9章 锅炉用钢材</b> .....	395	4.3 锅炉可靠性薄弱环节的统计公式 .....	461
1 锅炉受压元件对钢材的要求 .....	395	4.4 锅炉部件可靠性薄弱环节的统计公式 .....	461
1.1 设计和运行的要求 .....	395	5 锅炉部件可靠性的分析方法 .....	461
1.2 制造工艺的要求 .....	396	5.1 指数分布 .....	461
2 锅炉用钢的冶金质量 .....	397	5.2 正态分布 .....	461
2.1 化学成分 .....	397	5.3 对数正态分布 .....	462
2.2 短时力学性能 .....	397	5.4 威布尔分布 .....	462
2.3 低倍组织 .....	397	5.5 锅炉部件可靠性特征量的计算公式 .....	462
2.4 金相组织 .....	397	6 锅炉部件和系统可靠性设计的计算模型 .....	462
2.5 钢材的纯净度和回火脆性 .....	398	6.1 锅炉承压部件的可靠性计算模型 .....	462
2.6 无损检测 .....	398	6.2 锅炉非承压部件的可靠性计算模型 .....	464
3 锅炉受压元件材料的选择和应用 .....	398	6.3 锅炉系统的可靠性设计的计算模型 .....	464
3.1 钢管材料 .....	398	7 计算实例 .....	463
3.2 锅炉管件材料的选择和应用 .....	399	<b>第12章 典型亚临界压力锅炉</b> .....	466
3.3 汽包材料 .....	401	1 300MW 自然循环锅炉 .....	466
3.4 汽包材料的选择和应用 .....	406	1.1 锅炉参数 .....	466
<b>第10章 锅炉计算</b> .....	407	1.2 燃料情况 .....	466
1 热力计算 .....	407	1.3 锅炉基本性能 .....	466
1.1 热力计算的方法和任务 .....	407	1.4 燃烧与制粉系统 .....	467
1.2 炉膛热力计算 .....	407	1.5 除渣方式 .....	468
1.3 对流受热面的传热计算 .....	424	1.6 炉膛与水循环系统 .....	468
2 水动力计算 .....	430	1.7 汽包与内部装置 .....	468
2.1 水动力计算的基础部分 .....	430	1.8 过热器和再热器 .....	468
2.2 自然循环锅炉的水循环计算 .....	432	1.9 省煤器 .....	470
2.3 直流锅炉的水动力计算 .....	435	1.10 空气预热器 .....	470
2.4 控制循环锅炉的水动力计算 .....	437	1.11 热膨胀、密封与炉墙 .....	470
3 受热面热偏差及金属壁温计算 .....	439	1.12 自动控制与监控 .....	470
3.1 基本计算公式 .....	440	1.13 锅炉构架 .....	470
3.2 屏间及管间流量偏差 .....	440	1.14 锅炉运行 .....	470
3.3 屏间及管间热负荷偏差 .....	442	1.15 锅炉停运 .....	471
3.4 同屏(片)各管受热面的不均匀性 .....	443	1.16 锅炉主要热力数据汇总 .....	471
3.5 过热器和再热器的热偏差计算 .....	444	2 600MW 控制循环锅炉 .....	471
3.6 减小过热器和再热器热偏差的方法 .....	444	2.1 总体布置特点 .....	471
3.7 受热面金属壁温计算 .....	445	2.2 炉膛与蒸发系统 .....	471
3.8 过热器、再热器金属壁温在线监测 .....	447	2.3 炉水循环泵及其冷却水系统 .....	472
4 强度计算 .....	447	2.4 汽包与内部装置 .....	473
4.1 受压元件强度 .....	447	2.5 过热器和再热器 .....	473
4.2 系统强度 .....	451	2.6 省煤器 .....	474
5 通风计算 .....	453	2.7 空气预热器 .....	474
5.1 通风计算的目 的及通风方式 .....	453	2.8 燃烧系统 .....	474
5.2 基本原理和计算公式 .....	453	2.9 燃烧典型烟煤时锅炉的主要数据 .....	475
5.3 摩擦阻力计算 .....	454	参考文献 .....	476
5.4 横向冲刷管组的阻力 .....	454	<b>第4篇 汽轮机</b> .....	477
5.5 局部阻力计算 .....	455	<b>第1章 汽轮机总体设计</b> .....	479
5.6 锅炉烟气侧阻力计算 .....	456	1 概述 .....	479
5.7 锅炉空气侧阻力计算 .....	457	1.1 汽轮机的发展 .....	479
5.8 引风机和送风机的选择 .....	458	1.2 提高机组经济性 .....	479
<b>第11章 锅炉可靠性</b> .....	460	1.3 提高自动化水平 .....	480
1 锅炉可靠性设计的意义 .....	460		



1.4 汽轮机总体设计的主要任务 .....	480	3.1 原始数据 .....	504
2 汽轮机分类及型号编制方法 .....	480	3.2 通流部分内效率估算 .....	504
2.1 汽轮机分类 .....	480	3.3 调节级选型和焓降确定 .....	505
2.2 汽轮机型号的编制方法 .....	481	3.4 末级排汽面积选择 .....	505
3 蒸汽参数、容量系列与规范 .....	482	3.5 中间级组设计 .....	505
3.1 蒸汽参数、容量系列 .....	482	3.6 焓降分配与级数确定 .....	505
3.2 背压的选择 .....	482	3.7 通流部分详算 .....	506
3.3 转速 .....	483	<b>第4章 汽轮机变工况</b> .....	507
3.4 汽轮机工况的定义 .....	483	1 汽轮机变工况的概念 .....	507
3.5 机电炉参数容量的匹配 .....	483	1.1 变工况定义 .....	507
4 配汽、启动和运行方式 .....	483	1.2 变工况原因 .....	507
4.1 汽轮机运行与设计要求 .....	483	1.3 变工况分类 .....	507
4.2 汽轮机的配汽方式 .....	484	1.4 工况自变量、特性量与变工况特性 .....	507
4.3 启动方式 .....	484	1.5 变工况与设计工况在计算上的区别 与联系 .....	507
4.4 启动方式对旁路容量的要求 .....	485	1.6 变工况计算的目的 .....	507
4.5 运行方式 .....	485	2 汽轮机通流变工况 .....	507
5 汽轮机总体结构 .....	485	2.1 通流变工况的共性 .....	507
5.1 机组热膨胀及支承—滑销系统 .....	485	2.2 叶栅变工况 .....	508
5.2 汽轮机的汽缸 .....	486	2.3 级变工况 .....	510
5.3 转子与轴系 .....	487	2.4 级组变工况 .....	510
5.4 轴承及轴承座形式 .....	487	2.5 整机通流变工况 .....	511
5.5 汽轮机汽、水、油管系及本 体辅助系统 .....	488	3 汽轮机装置变工况 .....	512
5.6 汽轮机与凝汽器的接口 .....	488	3.1 装置各主要环节变工况 .....	512
5.7 汽轮机与发电机的接口 .....	488	3.2 装置变工况特性曲线 .....	514
5.8 地震对汽轮机设计的要求 .....	488	4 汽轮机热力修正曲线 .....	514
6 给水泵驱动方式的选择 .....	488	4.1 热力修正曲线定义 .....	514
6.1 给水泵容量的配置 .....	488	4.2 修正曲线的主要用途 .....	514
6.2 给水泵的驱动方式 .....	489	4.3 修正曲线的绘制与使用方法 .....	515
6.3 汽轮机驱动的给水泵组 .....	489	4.4 典型修正曲线 .....	515
<b>第2章 热力循环</b> .....	490	5 变工况中的强度核算工况 .....	515
1 基本热力循环 .....	490	5.1 隔板核算工况 .....	515
1.1 理想循环(朗肯循环) .....	490	5.2 动叶片核算工况 .....	515
1.2 实际循环 .....	490	5.3 推力轴承核算工况 .....	515
1.3 影响循环效率的主要因素 .....	491	6 特殊变工况对汽轮机的影响 .....	516
2 给水回热循环 .....	491	6.1 回热加热器的停运工况 .....	516
2.1 工作原理 .....	491	6.2 通流结垢与缺损运行工况 .....	516
2.2 循环热经济性 .....	492	6.3 缺级运行工况 .....	517
2.3 给水加热器 .....	492	6.4 小容积流量工况 .....	517
2.4 给水回热循环主要参数的选择 .....	492	6.5 纯凝汽式机组改造为供热机组 .....	517
3 中间再热循环 .....	493	<b>第5章 通流部分气动设计</b> .....	518
3.1 工作原理 .....	493	1 叶型与叶栅 .....	518
3.2 循环热经济性 .....	493	1.1 叶型 .....	518
3.3 循环参数对热经济性的影响 .....	493	1.2 叶栅 .....	518
4 热力系统及热平衡计算 .....	494	1.3 叶栅的能量损失 .....	519
4.1 典型机组的热力系统 .....	494	1.4 叶栅出汽角 .....	519
4.2 热平衡计算 .....	494	1.5 叶栅几何参数对叶栅损失和出汽 角的影响 .....	520
<b>第3章 通流部分热力设计</b> .....	499	1.6 气动参数对叶栅损失和出汽角的 影响 .....	520
1 通流设计的一般方法 .....	499	1.7 叶栅损失与级效率的关系 .....	521
2 级的热力设计 .....	499	2 汽轮机级的气动设计 .....	522
2.1 级的热力计算 .....	499	2.1 径向平衡方程 .....	522
2.2 级的热力特性参数选择 .....	502	2.2 简单径向平衡方程的求解 .....	522
2.3 级的结构要素 .....	503	2.3 完全径向平衡方程的求解 .....	523
2.4 双列级的设计特点 .....	503	2.4 控制涡流设计 .....	524
2.5 模型级法的设计和计算 .....	504		
3 多级汽轮机通流部分热力设计 .....	504		

2.5 N-S 方程及数值求解 .....	526	2.2 套装叶轮装配过盈量和应力分析 .....	547
3 进、排汽缸的气动设计 .....	528	2.3 用有限元法进行叶轮强度分析 .....	548
3.1 排汽缸的几何参数及气动性能 .....	528	2.4 叶轮振动 .....	548
3.2 排汽缸的设计方法 .....	529	3 转子强度 .....	548
4 气动试验 .....	530	3.1 转子强度分析应考虑的主要问题 .....	549
4.1 平面叶栅试验 .....	530	3.2 转子应力的有限元计算 .....	549
4.2 环形叶栅试验 .....	530	3.3 转子疲劳分析和考核 .....	549
4.3 单级、多级空气汽轮机试验 .....	530	3.4 转子断裂力学分析和考核 .....	550
4.4 蒸汽汽轮机试验 .....	531	4 联轴器 .....	551
4.5 流场测量 .....	531	4.1 刚性联轴器 .....	551
<b>第 6 章 动叶片</b> .....	532	4.2 半挠性联轴器 .....	551
1 叶片的结构形式 .....	532	4.3 特殊形式的联轴器 .....	551
1.1 叶片工作部分 .....	532	4.4 联轴器设计中必须考虑的几个问题 .....	551
1.2 动叶叶根 .....	532	5 轴系的动态特性 .....	552
1.3 动叶顶部 .....	532	5.1 计算模型简化 .....	552
1.4 连接件及其连接形式 .....	533	5.2 轴系找中曲线计算 .....	552
1.5 特殊的叶片结构 .....	533	5.3 轴系临界转速计算 .....	553
2 动叶片强度计算 .....	533	5.4 轴系不平衡响应计算 .....	553
2.1 叶片拉应力计算 .....	533	5.5 轴系稳定性计算 .....	553
2.2 蒸汽弯曲应力计算 .....	533	5.6 轴系扭振计算 .....	553
2.3 叶片偏心弯曲应力计算 .....	534	5.7 轴系动态特性的考核 .....	554
2.4 叶根及轮缘应力计算 .....	534	5.8 轴系动态特性的影响因素 .....	554
2.5 围带、铆钉头、拉筋应力计算 .....	536	5.9 轴系振动计算实例 .....	555
3 叶片振动 .....	536	6 转子部件材料和许用应力 .....	557
3.1 激振力及振型 .....	536	6.1 转子部件材料 .....	557
3.2 等截面叶片的固有频率 .....	537	6.2 许用应力和安全系数 .....	558
3.3 变截面叶片的固有频率 .....	538	<b>第 8 章 轴承、轴承座、盘车装置</b> .....	559
3.4 长叶片的弯扭联合振动 .....	538	1 轴承 .....	559
3.5 叶片工作状态时频率修正 .....	538	1.1 汽轮机径向轴承 .....	559
3.6 叶片的调频及方法 .....	539	1.2 汽轮机推力轴承 .....	563
4 叶片动应力计算 .....	540	1.3 轴承材料 .....	567
4.1 单只叶片动应力 .....	540	2 轴承座 .....	568
4.2 叶片组动应力 .....	540	2.1 轴承座的典型结构 .....	568
4.3 影响动应力的几个因素 .....	540	2.2 轴承座的设计原则 .....	569
5 末级长叶片的特点 .....	541	2.3 轴承座的刚性 .....	569
5.1 末级长叶片的开发 .....	541	3 盘车装置 .....	570
5.2 末级长叶片的设计要求和方	541	3.1 盘车装置的结构 .....	570
5.3 末级长叶片设计中的几个特殊问题 .....	541	3.2 盘车电动机容量的确定 .....	571
5.4 有限元方法在末级长叶片设计中	542	4 高压顶轴油装置 .....	572
5.5 末级长叶片的种类和结构特点 .....	542	<b>第 9 章 汽缸、隔板、持环、喷嘴组、汽封</b> .....	573
6 叶片材料和安全系数 .....	542	1 汽缸 .....	573
6.1 叶片材料 .....	542	1.1 汽缸设计的基本要求 .....	573
6.2 安全系数和许用应力 .....	542	1.2 汽缸结构 .....	573
6.3 蒸汽弯应力的限制 .....	543	1.3 进汽接管和抽汽、排汽流道 .....	575
7 叶片振动强度安全准则 .....	543	1.4 汽缸内零件的支承和汽缸推拉装置 .....	576
7.1 国内常用的叶片振动强度安全准则 .....	543	2 汽缸强度计算 .....	577
7.2 其他的叶片振动强度安全准则 .....	543	2.1 高中压汽缸 .....	577
<b>第 7 章 转子与轴系</b> .....	545	2.2 低压汽缸强度和刚度 .....	579
1 转子结构 .....	545	2.3 疲劳分析 .....	580
1.1 转子设计时需要考虑的问题 .....	545	2.4 汽缸弹性有限元强度分析 .....	580
1.2 转子的典型结构及特点 .....	545	2.5 材料和许用应力 .....	580
1.3 转子结构设计 .....	546	3 汽缸安装位置的稳定性 .....	581
1.4 转子的支撑方式 .....	547	3.1 汽缸稳定性准则 .....	581
2 叶轮强度和振动 .....	547	3.2 汽缸稳定性分析 .....	581
2.1 叶轮强度计算基础 .....	547	4 隔板、持环、喷嘴组 .....	581
		4.1 隔板的结构和强度 .....	581



4.2 持环的结构和强度计算 .....	583	1 汽轮机油系统及装置 .....	606
4.3 喷嘴组 .....	584	1.1 汽轮机油系统的供油方式 .....	606
4.4 材料 .....	584	1.2 不同供油方式效率的比较 .....	606
5 汽封 .....	585	1.3 汽轮机油系统设备简介 .....	606
5.1 汽封的结构形式 .....	585	1.4 汽轮机油系统的清洁度和冲洗 .....	608
5.2 端汽封(轴封)、隔板汽封 和叶片汽封 .....	585	1.5 汽轮机油的油质要求 .....	608
5.3 设计要求和间隙选择 .....	586	2 汽轮机汽封系统 .....	608
5.4 材料 .....	586	2.1 汽封系统的分类 .....	608
<b>第 10 章 本体阀门与管道</b> .....	587	2.2 自密封汽封系统组成、运行及要求 .....	609
1 阀门与管道的功能与类型 .....	587	2.3 汽封系统控制站 .....	610
1.1 阀门结构的分类 .....	587	2.4 汽封系统管道管径的选择及布置 .....	610
1.2 阀门的功能分类 .....	587	2.5 汽封加热器 .....	611
1.3 汽轮机本体管道分类 .....	588	2.6 汽封系统抽气设备 .....	611
2 阀门结构 .....	588	2.7 汽封系统调节阀 .....	612
2.1 升降式阀门 .....	588	3 汽轮机疏水系统 .....	612
2.2 摇板式阀门 .....	590	3.1 典型疏水系统 .....	612
2.3 蝶阀 .....	590	3.2 疏水系统设计导则 .....	613
3 阀门的性能设计 .....	590	3.3 疏水系统管道连接及布置 .....	614
3.1 阀门的密封性能 .....	591	3.4 疏水系统阀门 .....	614
3.2 阀门的关闭性能 .....	591	<b>第 13 章 寿命与可靠性</b> .....	615
3.3 阀门的流动性能 .....	591	1 寿命与可靠性的特征量 .....	615
3.4 阀门的泄漏损失 .....	592	1.1 汽轮机寿命特征量 .....	615
3.5 其他性能指标 .....	593	1.2 汽轮机可靠性特征量 .....	615
4 阀门的强度分析 .....	593	2 汽轮机寿命设计 .....	615
4.1 阀盖的计算 .....	593	2.1 低周疲劳寿命设计 .....	615
4.2 阀壳的计算 .....	594	2.2 蠕变寿命设计 .....	616
4.3 阀杆的计算 .....	594	2.3 寿命设计判据 .....	616
4.4 阀门支架的计算 .....	594	3 调峰与寿命管理 .....	617
4.5 弹簧的计算 .....	595	3.1 调峰机组性能要求 .....	617
5 本体管道的设计 .....	595	3.2 调峰对汽轮机寿命的影响 .....	617
5.1 管道接口力与力矩的计算 .....	595	3.3 寿命损耗监测与寿命管理 .....	618
5.2 管道接口应力的计算 .....	596	4 可靠性统计分析 .....	619
5.3 中低压连通管设计 .....	596	4.1 汽轮机可靠性的统计分析 .....	619
6 材料选择 .....	597	4.2 汽轮机零部件可靠性的统计分析 .....	620
<b>第 11 章 汽轮机控制、监测与保护系统</b> .....	599	5 可靠性设计 .....	622
1 汽轮机控制系统的要求和形式 .....	599	5.1 可靠性设计程序 .....	622
1.1 不同类型汽轮机控制系统的要求 .....	599	5.2 可靠性设计的要点 .....	623
1.2 汽轮机控制系统的几种主要形式 .....	599	5.3 汽轮机零部件可靠性设计概述 .....	623
1.3 控制系统基本原理及常用的专业 名词术语 .....	599	<b>第 14 章 强度设计基础</b> .....	625
2 汽轮机数字电液控制系统 .....	600	1 基于弹性应力分析的强度 .....	625
2.1 数字电液控制系统的特点、组成和功能 .....	600	1.1 主应力表达式、摩尔圆与应力应变 转换计算 .....	625
2.2 电气控制系统 .....	601	1.2 平面应力和平面应变状态 .....	625
2.3 液压伺服系统 .....	602	1.3 常用的热应力关系式 .....	625
2.4 DEH 控制方式和汽轮机启动运行 .....	602	2 基于弹塑性应力分析的强度 .....	626
2.5 DEH 与 DCS 一体化设计 .....	603	2.1 弹塑性应力分析的意义 .....	626
3 汽轮机安全监测系统 .....	603	2.2 硬化曲线及其数学模型 .....	626
3.1 汽轮机安全监测系统及其发展 .....	603	2.3 弹塑性计算中的应力应变关系 .....	627
3.2 汽轮机轴系各参数监测 .....	604	2.4 用弹性计算求塑性应变量的近似值 .....	628
3.3 汽轮机 TSI 安全监测仪表的组成 .....	604	2.5 弹塑性计算算例 .....	628
4 汽轮机保护系统 .....	605	2.6 极限载荷及其实用求法 .....	629
4.1 液压遮断保护系统 .....	605	3 高温蠕变计算 .....	630
4.2 汽轮机危急遮断系统 ETS .....	605	3.1 蠕变的基本概念 .....	630
4.3 某 600MW 机组 ETS 典型停机项目 .....	605	3.2 蠕变强度表达式及试验数据外推法 .....	630
<b>第 12 章 汽轮机辅助系统</b> .....	606	3.3 蠕变过程的数学表达式 .....	630
		3.4 工程实用的蠕变算法及蠕变参考	

应力的应用 .....	631
3.5 蠕变的寿命损耗 .....	632
4 应力集中系数 .....	632
4.1 基本概念 .....	632
4.2 理论应力集中系数 $K_t$ .....	633
4.3 屈服后的应力应变集中系数 .....	633
5 疲劳 .....	633
5.1 疲劳破坏的特征及疲劳类别 .....	633
5.2 常温下的疲劳曲线及影响因素 .....	633
5.3 高周疲劳 .....	634
5.4 低周疲劳 .....	634
5.5 弯扭复合疲劳 .....	635
5.6 疲劳寿命消耗的累积 .....	635
5.7 疲劳计算的一些材料数据及算例 .....	635
5.8 汽轮机的高温低周疲劳 .....	636
6 断裂力学基础 .....	637
6.1 裂纹前沿的应力场与应力强度因子 .....	637
6.2 裂纹失稳扩展的条件及判据 .....	638
6.3 断裂力学处理的区域划分 .....	638
7 线弹性及弹塑性断裂力学的应用 .....	638
7.1 汽轮机部件的裂纹 .....	638
7.2 线弹性断裂力学的应用 .....	638
7.3 构件裂纹应力强度因子的求法 .....	638
7.4 裂纹的疲劳扩展 .....	639
7.5 弹塑性及塑性断裂力学的应用 .....	639
7.6 高温下裂纹的扩展 .....	640
8 汽轮机部件裂纹扩展计算例题 .....	640
8.1 低压转子裂纹扩展计算 .....	640
8.2 高压转子调节级、中压转子第一级处中心孔 表面裂纹蠕变扩展问题 .....	640
9 有限元分析 .....	640
9.1 有限元法的基本原理及流程 .....	640
9.2 有限元通用软件及在汽轮机结构分析 中的应用 .....	641
10 强度准则与安全性 .....	641
10.1 强度准则 .....	641
10.2 应力分类与安全性 .....	642
第 15 章 汽轮机用钢 .....	644
1 汽轮机用钢的种类和应用 .....	644
1.1 各类钢的特点 .....	644
1.2 钢的组织结构变化 .....	644
1.3 合理选材 .....	644
2 汽轮机主要零部件用钢 .....	645
2.1 转子、主轴和叶轮等大锻件 .....	645
2.2 叶片 .....	650
2.3 汽缸、阀壳、阀座和蒸汽室 .....	652
2.4 高温紧固件和阀杆 .....	653
3 各国汽轮机用钢对照 .....	655
第 16 章 大型转子动平衡及试验室 .....	657
1 高速动平衡机理 .....	657
2 大型高速动平衡试验室用途 .....	657
3 平衡工艺 .....	657
4 设备系统 .....	657
4.1 高速动平衡机 .....	657
4.2 驱动系统 .....	659
4.3 真空舱系统 .....	659

4.4 大气润滑油及顶轴油系统 .....	659
4.5 真空润滑油及顶轴油系统 .....	660
4.6 抽真空系统 .....	660
4.7 真空舱通风系统 .....	660
4.8 冷却水系统 .....	660
5 电气系统 .....	660
5.1 驱动电动机配电 .....	660
5.2 辅助设备配电 .....	660
6 测量控制系统 .....	660
6.1 驱动操作控制系统 .....	660
6.2 动平衡测量系统 .....	661
6.3 辅机测量监控系统 .....	661
7 试验室组成及布置 .....	661
8 土建工程特点 .....	661
9 国内配置情况简介 .....	662
参考文献 .....	663

## 第 5 篇 汽轮发电机（同步发电机） .....

### 第 1 章 概述 .....

1 发展简况 .....	667
2 基本结构、成套件及主要零部件 .....	667
2.1 基本结构及成套件 .....	667
2.2 主要零部件 .....	668
3 基本技术规格、性能要求 .....	674
3.1 基本技术规格 .....	674
3.2 性能要求 .....	674
4 标准及代表性产品性能 .....	676
4.1 性能标准 .....	676
4.2 其他标准及代表性产品性能 .....	677

### 第 2 章 设计 .....

1 电磁设计要点 .....	679
1.1 冷却形式确定 .....	679
1.2 定子额定电压及转子励磁电流 .....	679
1.3 电磁负荷及主要尺寸 .....	679
1.4 绕组每相分支路数及铁芯槽数 .....	680
1.5 定、转子线规及换位方式 .....	680
1.6 定子端部结构 .....	680
1.7 转子阻尼结构 .....	680
1.8 4 极发电机电磁设计特点 .....	680
2 机械设计要点 .....	681
2.1 应力计算 .....	682
2.2 动力特性的计算 .....	682
2.3 热套面过盈量 .....	682
2.4 极心横向槽 .....	682
2.5 关于水冷转子 .....	682
2.6 关于 4 极发电机 .....	682
3 通风冷却及绝缘设计 .....	683
3.1 冷却及通风的考虑 .....	683
3.2 绝缘设计要点 .....	685

### 第 3 章 制造要点及关键材料 .....

1 制造要点 .....	688
1.1 机座、端盖、出线室等的制造 .....	688
1.2 定子铁芯制造 .....	688
1.3 定、转子绕组 .....	688
1.4 转子及零部件机械加工 .....	689
1.5 定、转子绕组装配 .....	689



1.6 转子动平衡、超速及总装配 .....	689	4.1 热交换器的容量选择和设计原则 .....	707
1.7 发电机运输装箱 .....	690	4.2 材料与管件结构 .....	707
2 关键材料 .....	690	<b>第6章 发电机验收、吊运和存放</b> .....	709
2.1 结构材料 .....	690	1 验收 .....	709
2.2 导磁材料 .....	690	2 吊运 .....	709
2.3 导电材料 .....	690	3 存放 .....	709
2.4 绝缘材料 .....	690	<b>第7章 安装</b> .....	710
<b>第4章 励磁系统与设备</b> .....	692	1 安装前检查 .....	710
1 励磁系统在发电和输电中的作用 .....	692	2 定子安装 .....	710
1.1 维持发电机端电压为恒定值 .....	692	3 转子安装 .....	710
1.2 合理调节发电机的无功负荷 .....	692	4 轴承及油密封安装 .....	710
1.3 提高电力系统的静态稳定性 .....	692	<b>第8章 试验</b> .....	711
1.4 提高电力系统的动态稳定性 .....	692	1 型式试验和出厂检查试验 .....	711
1.5 提高电力系统的暂态稳定性 .....	693	2 交接试验 .....	711
2 励磁系统主要性能 .....	693	3 性能验收试验 .....	711
2.1 一般性能 .....	693	4 科研试验 .....	711
2.2 静态性能 .....	693	<b>第9章 发电机运行</b> .....	714
2.3 动态性能 .....	693	1 启动前检查和要求 .....	714
3 励磁系统方式 .....	694	2 发电机组启动 .....	714
4 当代常用的励磁系统 .....	694	3 发电机组调试 .....	714
4.1 自并励静止励磁系统 .....	694	3.1 电气测试 .....	714
4.2 旋转交流励磁机励磁系统 .....	696	3.2 保护装置的调试 .....	714
4.3 备用励磁电源 .....	697	4 并网 .....	714
5 自动励磁电压调节装置 (AVR) .....	698	5 机组综合试运行 .....	714
5.1 自动励磁电压调节器的主要构成 .....	698	6 机组试运行结束 .....	715
5.2 主要功能和控制功能 .....	698	7 发电机组交付运行 .....	715
5.3 自动励磁调节装置的辅助功能、限制功能 和保护功能 .....	698	8 正常运行方式及规定 .....	715
5.4 数字式 AVR 的技术优势 .....	699	8.1 发电机长期连续运行 .....	715
6 灭磁 .....	699	8.2 发电机空气冷却运行 .....	715
6.1 灭磁方式 .....	699	8.3 视在功率与电压和电流关系 .....	715
6.2 氧化锌和碳化硅非线性电阻 .....	699	8.4 变功率因数运行 .....	715
6.3 交流侧和直流侧灭磁 .....	699	8.5 不平衡负载运行 .....	715
6.4 发电机转子阻尼系统与横轴磁通对灭磁 时间的影响 .....	700	8.6 调峰运行 .....	716
6.5 灭磁性能的评价——灭磁时间 .....	700	8.7 进相运行 .....	716
<b>第5章 辅助系统与设备</b> .....	702	8.8 频率与电压的变化范围 .....	716
1 供氢系统及控制 .....	702	8.9 运行氢压 .....	716
1.1 发电机对供氢系统的要求 .....	702	8.10 氢气温度与负荷关系 .....	716
1.2 供氢系统的基本构成 .....	702	8.11 氢气冷却器与负荷关系 .....	717
1.3 发电机机内气体的置换 .....	702	9 发电机保护 .....	717
1.4 机内氢气品质的监控和补氢 .....	702	9.1 保护分类 .....	717
1.5 供氢系统的安全运行 .....	703	9.2 其他保护装置 .....	717
2 密封油系统及控制 .....	703	10 运行时监测和注意事项 .....	717
2.1 对密封油系统的要求 .....	703	11 偏离允许值时应采取的措施 .....	718
2.2 密封原理和密封结构的基本类型 .....	703	11.1 应遵循的原则和措施 .....	718
2.3 密封油系统 .....	704	11.2 具体情况的具体措施 .....	718
2.4 油系统的可靠性设计和监测 .....	704	<b>第10章 维护检查和检修</b> .....	720
2.5 密封油系统的性能对发电机运行的影响 .....	705	1 常规检查试验 .....	720
3 冷却水系统及控制 .....	705	1.1 绝缘电阻的测量 .....	720
3.1 发电机对冷却水系统的要求 .....	705	1.2 发电机定、转子绕组绝缘的介电 强度试验 .....	720
3.2 发电机外部水系统的基本构成 .....	705	2 小修项目 .....	720
3.3 对冷却水水质的要求 .....	706	3 大修项目 .....	721
3.4 防止定、转子绕组的空心导线堵塞 .....	706	4 发电机维护 .....	721
3.5 可靠性设计、监控和安全运行 .....	706	4.1 充氢和排氢置换 .....	721
4 汽轮发电机的热交换器 .....	707	4.2 轴承和油密封装置的维护 .....	721
		4.3 励磁回路绝缘电阻的检测与维护 .....	721

4.4 集电环和电刷的维护 .....	721	1 汽包锅炉给水控制系统 .....	756
4.5 氢气冷却器的维护 .....	722	1.1 给水控制系统的任务与调节手段 .....	756
4.6 定子绕组冷却水供水管路的维护 .....	722	1.2 给水控制系统的类型和整定方法 .....	756
4.7 发电机组停机后维护 .....	722	1.3 给水全程控制系统 .....	757
5 发电机检修 .....	722	2 汽包锅炉蒸汽温度自动控制系统 .....	758
5.1 计划停机检修的周期 .....	722	2.1 过热汽温自动控制系统 .....	758
5.2 可能发生的故障和消除方法 .....	722	2.2 再热汽温控制系统 .....	760
5.3 检修技术规则 .....	723	3 汽包锅炉燃烧自动控制系统 .....	761
5.4 定子绕组水路找漏点的方法及要求 .....	724	3.1 设计锅炉燃烧自动控制系统的目的 .....	761
5.5 定子绕组水路的冲洗和反冲洗 .....	724	3.2 燃料量控制系统 .....	761
<b>第 11 章 网机关系及协调</b> .....	725	3.3 送风量控制系统 .....	763
1 非正常运行工况设计和应用导则 .....	725	3.4 引风量控制系统 .....	763
1.1 失磁异步运行 .....	725	<b>第 3 章 汽轮机自动控制系统</b> .....	765
1.2 失步运行 .....	725	1 汽轮机控制系统 .....	765
1.3 断水运行 .....	725	1.1 汽轮机控制系统的组成 .....	765
1.4 误并列 .....	725	1.2 汽轮机调节系统的发展过程 .....	765
1.5 定子过电流 .....	725	1.3 汽轮机调节系统的基本原理 .....	765
1.6 转子过电压 .....	725	1.4 汽轮机调节系统的静特性 .....	766
1.7 频率异常 .....	725	1.5 汽轮机的运行方式与负荷分配 .....	767
2 系统扰动后检查 .....	726	1.6 静特性的平移与同步器 .....	767
3 协调网机关系 .....	726	1.7 对静特性曲线的要求 .....	768
<b>第 12 章 发电机故障诊断</b> .....	728	2 电液调节系统 .....	768
1 在线监测的配置原则 .....	728	2.1 电液调节系统的原理 .....	768
2 在线监测装置 .....	728	2.2 电液调节系统中的基本部件 .....	770
2.1 直读型在线监测装置 .....	728	2.3 电液调节系统与机、炉协调控制 .....	770
2.2 解读型在线监测装置 .....	728	3 计算机数字式控制系统 .....	771
3 故障诊断 .....	729	3.1 数字式控制的基础 .....	771
3.1 定子故障模式分析 .....	729	3.2 汽轮机数字式电液控制系统 DEH .....	773
3.2 转子故障模式分析 .....	732	3.3 典型的汽轮机数字式电液控制系统	
3.3 发电机辅助系统常见故障分析 .....	734	DEH-ⅢA .....	775
4 提高可靠性对策 .....	735	4 汽轮机自动启动 ATC .....	775
参考文献 .....	736	4.1 ATC 的功能 .....	775
<b>第 6 篇 自动控制系统</b> .....	737	4.2 应力计算与寿命管理 .....	775
<b>第 1 章 热工过程自动控制的理论基础</b> .....	739	5 高压抗燃油 EH 液压系统 .....	776
1 概述 .....	739	6 危急遮断系统 ETS .....	776
1.1 电厂热工过程自动控制 .....	739	6.1 危急遮断系统 ETS 的功能 .....	776
1.2 热工过程自动控制系统 .....	739	6.2 汽轮机超速保护 .....	776
2 热工过程反馈控制系统 .....	739	6.3 汽轮机轴向位移保护 .....	777
2.1 热工过程反馈控制系统的特点 .....	739	6.4 EH 油压低、轴承油压低、真空低保护 .....	777
2.2 反馈控制系统的稳定性 .....	742	6.5 其他保护功能 .....	777
2.3 控制系统的性能指标 .....	742	6.6 ETS 遮断逻辑 .....	777
2.4 单回路反馈控制系统的整定 .....	743	6.7 ETS 系统的主要信号 .....	777
2.5 串级控制系统和前馈—反馈控制系统		6.8 高压抗燃油危急遮断系统 .....	777
的整定原则 .....	744	6.9 OPC 与 ETS .....	778
3 模糊控制系统 .....	745	7 给水泵汽轮机数字式电液调节系统 MEH .....	778
3.1 模糊控制系统的产生 .....	745	7.1 硬件结构 .....	778
3.2 模糊数学基础 .....	745	7.2 MEH 系统功能 .....	778
3.3 模糊控制原理与设计 .....	747	8 旁路阀门电液控制 (BPC) .....	779
3.4 模糊控制系统的结构 .....	750	8.1 旁路控制系统的功能 .....	779
4 神经网络控制 .....	751	8.2 旁路控制系统及其组成 .....	779
4.1 人工神经网络的原理与模型 .....	751	8.3 BPC 控制系统的运行方式 .....	779
4.2 神经网络的学习 .....	753	8.4 BPC 控制系统的工作原理 .....	779
4.3 神经网络概况 .....	753	8.5 BPC 的保护与联锁 .....	780
4.4 神经网络控制系统的结构 .....	754	8.6 BPC 伺服执行机构 .....	780
<b>第 2 章 锅炉自动控制系统</b> .....	756	9 汽轮机监测仪表系统 TSI .....	781
		9.1 TSI 的功能 .....	781



9.2 TSI 的测量技术 .....	781	1.2 功能组级控制 .....	830
9.3 TSI 监测仪表简介 .....	781	1.3 功能子组级控制 .....	830
9.4 TSI 的可靠性 .....	783	1.4 设备驱动级控制 .....	831
10 DEH 系统测试与仿真试验 .....	783	1.5 设备保护和闭锁 .....	832
10.1 仿真器的作用与功能 .....	783	1.6 SCS 操作画面 .....	832
10.2 硬件仿真系统和软仿真系统 .....	784	1.7 锅炉系统 SCS 功能子组 .....	832
10.3 DEH 系统试验与测试 .....	784	1.8 汽轮机系统 SCS 功能子组 .....	832
11 DEH 系统的可靠性设计 .....	786	1.9 典型逻辑说明 .....	832
11.1 可靠性设计的基本要求 .....	786	2 输煤控制系统 .....	833
11.2 DEH 系统可靠性设计 .....	786	2.1 典型工艺过程 .....	833
11.3 隔离、屏蔽与接地 .....	787	2.2 输煤顺序控制系统 .....	834
11.4 DEH 软件的可靠性设计 .....	787	3 吹灰程序控制系统 .....	835
11.5 DEH 系统的实际可靠性设计 .....	788	3.1 典型工艺过程 .....	835
11.6 DEH 的可靠性评估 .....	788	3.2 吹灰顺序控制系统 .....	835
<b>第 4 章 协调控制系统</b> .....	790	4 除灰除渣控制系统 .....	836
1 功能与任务 .....	790	4.1 典型工艺过程 .....	836
1.1 锅炉—汽轮机协调控制 .....	790	4.2 除灰渣顺序控制系统 .....	836
1.2 保障机组与控制系统运行的安全可靠 .....	792	<b>第 7 章 分散控制系统</b> .....	838
1.3 提高机组运行的技术经济效益 .....	794	1 概述 .....	838
2 运行方式 .....	794	2 I/A Series 智能自动化系统 .....	838
2.1 CCS 系统的运行方式 .....	794	2.1 系统构成 .....	838
2.2 锅炉跟随与汽轮机跟随 .....	795	2.2 I/A 硬件 .....	839
2.3 协调控制 .....	797	2.3 I/A 软件及组态 .....	842
3 CCS 工程实例的设计思想 .....	799	2.4 I/A 系统在太仓港环保电厂二期 2×300MW 工程的应用 .....	843
3.1 以锅炉跟随为基础的协调控制 .....	799	3 西屋公司的 Ovation 专家控制系统 .....	844
3.2 以汽轮机跟随为基础的协调控制 .....	802	3.1 系统构成 .....	844
3.3 综合型协调控制 .....	803	3.2 网络特点 .....	844
3.4 DEB 协调控制 .....	803	3.3 核心数据库 .....	845
4 总体结构 .....	805	3.4 控制器 .....	845
4.1 系统容量 .....	805	3.5 I/O 模块 .....	846
4.2 基本硬件配置 .....	806	3.6 人机界面 .....	849
4.3 CCS 的总体结构 .....	807	3.7 控制算法 .....	850
4.4 CCS 在 BTG 盘上的监控管理 .....	808	3.8 先进控制策略 .....	850
5 主控系统 .....	809	3.9 现场总线 .....	851
5.1 机组指令处理回路 .....	809	3.10 典型应用 .....	851
5.2 机、炉主控系统 .....	816	4 北京 ABB 公司 Industrial IT/Symphony 分散 控制系统 .....	851
<b>第 5 章 炉膛安全监控系统</b> .....	822	4.1 Industrial IT/Symphony 系统的构成 .....	851
1 炉膛安全监控系统功能 .....	822	4.2 通信系统 .....	851
2 锅炉燃烧设备简介 .....	822	4.3 现场控制单元 (HCU) .....	852
2.1 电点火器 .....	822	4.4 人系统接口 (PGP) .....	853
2.2 助燃燃料设备 .....	822	4.5 系统的组态、维护工具 (COMPOSER) .....	854
2.3 制粉设备 .....	823	4.6 华能河南沁北电厂 2×600MW 超临 界机组的应用 .....	854
3 FSSS 系统的结构和工作原理 .....	823	5 新华控制工程有限公司的 DCS 系统 (XDPS-400) .....	854
3.1 公用控制逻辑 .....	823	5.1 XDPS-400 分散控制系统特点 .....	854
3.2 燃油控制逻辑 .....	824	5.2 XDPS-400 硬件 .....	855
3.3 燃煤控制逻辑 .....	826	5.3 XDPS-400 软件 .....	856
4 FSSS 应用中的几个问题 .....	827	5.4 XDPS-400 系统的典型应用 .....	859
4.1 关于误动和拒动的原则 .....	827	<b>第 8 章 电站控制对象仿真与优化</b> .....	861
4.2 防止锅炉爆燃的原则 .....	827	1 仿真技术的工程应用与发展 .....	861
4.3 FSSS 与其他各系统的信号交换原则 .....	828	1.1 仿真技术的工程应用 .....	861
4.4 关于延时点火 .....	828	1.2 仿真技术的发展及其与优化工程的结合 .....	861
4.5 关于点火能量 .....	828	1.3 数学工具与工程平台 .....	862
4.6 RUN BACK (RB) .....	828	2 电站控制对象仿真数学建模 .....	863
<b>第 6 章 顺序控制</b> .....	830		
1 火电机组顺序控制系统 .....	830		
1.1 单元机组的自启/停控制 .....	830		

2.1 锅炉系统仿真模型 .....	863	3 锅炉排污系统 .....	890
2.2 汽轮机系统仿真模型 .....	864	3.1 锅炉排污系统的作用和组成 .....	890
2.3 电气系统仿真模型 .....	865	3.2 排污率 .....	891
2.4 控制系统仿真模型 .....	865	3.3 排污水的回收和利用 .....	891
3 电站运行仿真系统设计与应用 .....	865	4 冷却水系统 .....	891
3.1 分散式仿真机典型性设计 .....	866	4.1 火电机组的冷却水量 .....	891
3.2 机组运行培训基本内容 .....	867	4.2 冷却水系统的类型 .....	892
3.3 控制系统培训与故障诊断 .....	869	4.3 空气凝汽器的冷却系统 .....	892
3.4 用于工程分析与优化的高精度仿真模型 .....	870	4.4 辅助冷却水系统 .....	892
4 电站运行优化系统设计与应用 .....	870	4.5 冷却水加氨系统 .....	892
4.1 电站运行优化的目标 .....	870	5 辅助蒸汽系统 .....	892
4.2 优化工程实施的一般原则 .....	871	5.1 蒸汽来源 .....	892
4.3 基于单元机组的运行优化系统设计 .....	873	5.2 系统供汽范围 .....	892
4.4 基于厂级的生产与优化信息管理系统(SIS)设计 .....	876	5.3 蒸汽参数和合理利用 .....	892
参考文献 .....	878	6 热电厂的供热系统 .....	893
<b>第7篇 电站系统与辅机设备 .....</b>	<b>879</b>	6.1 系统类型和效率 .....	893
<b>第1章 火力发电厂概述 .....</b>	<b>881</b>	6.2 供热系统 .....	893
1 火力发电厂定义 .....	881	6.3 主要热化设备 .....	893
2 火力发电厂的生产流程和主要设备 .....	881	<b>第4章 汽轮机旁路系统 .....</b>	<b>895</b>
3 火力发电厂的主要生产系统 .....	881	1 汽轮机旁路系统的定义和历史 .....	895
3.1 汽水系统 .....	881	1.1 定义 .....	895
3.2 燃烧系统 .....	882	1.2 发展历史 .....	895
3.3 电气系统 .....	882	2 基本原理和功能 .....	895
3.4 控制系统 .....	882	2.1 基本原理 .....	895
<b>第2章 火力发电厂的热力系统 .....</b>	<b>883</b>	2.2 功能 .....	895
1 热力系统的选定 .....	883	3 系统选型 .....	896
1.1 热力系统及其选择原则 .....	883	3.1 常用类型 .....	896
1.2 原则性热力系统 .....	883	3.2 选型原则 .....	896
1.3 全面性热力系统 .....	886	4 系统容量 .....	897
2 主蒸汽和再热蒸汽管道系统 .....	886	4.1 定义 .....	897
2.1 管道系统的功能 .....	886	4.2 容量的确定 .....	897
2.2 管道系统的种类 .....	886	5 我国机组上采用的旁路系统 .....	897
2.3 管道系统的设计 .....	886	<b>第5章 燃料输送系统 .....</b>	<b>899</b>
3 给水管路系统 .....	887	1 固体燃料输送系统 .....	899
3.1 母管制给水系统 .....	887	1.1 火力发电厂用煤分类 .....	899
3.2 单元制给水系统 .....	887	1.2 输煤系统的设计原则 .....	899
3.3 减温水系统 .....	887	1.3 输煤系统的布置原则 .....	899
4 给水回热系统 .....	887	1.4 输煤系统的主要设备 .....	900
4.1 给水回热系统的作用和级数 .....	887	1.5 输煤系统示例 .....	900
4.2 给水回热系统的布置 .....	887	2 液体燃料输送系统 .....	902
4.3 加热器的水侧旁路 .....	888	2.1 厂外输送系统 .....	902
4.4 加热器的排气 .....	888	2.2 油的储存 .....	902
5 给水除氧系统 .....	888	2.3 厂内供油系统 .....	902
5.1 除氧器在系统中的连接 .....	888	2.4 输油系统示意图 .....	903
5.2 除氧器滑压运行 .....	889	3 气体燃料输送系统 .....	903
<b>第3章 火力发电厂的辅助汽水系统 .....</b>	<b>890</b>	3.1 气体燃料发电厂的特点 .....	903
1 补给水系统 .....	890	3.2 压力管道输送系统 .....	903
1.1 系统的必要性 .....	890	3.3 气体液化输送系统 .....	903
1.2 系统种类 .....	890	3.4 输气系统示例 .....	904
1.3 补给水量和水质 .....	890	<b>第6章 煤粉制备系统 .....</b>	<b>905</b>
2 疏水系统 .....	890	1 煤粉制备系统的分类和组成 .....	905
2.1 疏水系统的作用和设置原则 .....	890	1.1 分类 .....	905
2.2 疏水量和疏水管道 .....	890	1.2 组成 .....	905
		2 单元制直吹式制粉系统 .....	905
		2.1 直吹式负压制粉系统 .....	905
		2.2 直吹式正压制粉系统 .....	906



3 中间贮粉仓式制粉系统 .....	907	7.1 烟气除尘系统 .....	920
3.1 闭式系统 .....	907	7.2 烟气脱硫系统 .....	920
3.2 开式系统 .....	907	7.3 烟气脱硝系统 .....	921
4 半直吹式制粉系统 .....	909	7.4 脱碳 .....	921
4.1 特点 .....	909	<b>第9章 凝汽设备</b> .....	922
4.2 主要设备及其布置方式 .....	909	1 凝汽设备的功能 .....	922
5 集中制煤粉制备系统 .....	909	1.1 凝汽设备的组成 .....	922
6 制粉系统的选择原则 .....	909	1.2 凝汽器压力 .....	922
6.1 一般规定 .....	909	1.3 凝汽器的类型 .....	922
6.2 磨煤机及制粉系统的选择 .....	909	1.4 凝汽器的布置 .....	922
7 制粉系统的爆炸及其防止 .....	910	2 表面式凝汽器的结构形式 .....	922
7.1 爆炸原因 .....	910	3 表面式凝汽器的热力计算 .....	923
7.2 爆炸压力 .....	910	3.1 热力计算 .....	923
7.3 防爆措施 .....	910	3.2 阻力计算 .....	924
<b>第7章 烟、风道系统</b> .....	911	4 凝汽器管束的设计 .....	924
1 烟、风道的原则系统和布置 .....	911	4.1 管束合理布置的原则 .....	924
1.1 单风机送风系统 .....	911	4.2 管子排列方式 .....	924
1.2 热一次风机送风系统 .....	911	4.3 空气冷却区 .....	924
1.3 冷一次风机送风系统 .....	911	5 凝汽器的结构设计 .....	924
1.4 送风系统与空气预热器的匹配 .....	912	5.1 壳体 .....	924
1.5 冷风加热系统 .....	912	5.2 热井 .....	924
2 烟、风道的结构设计 .....	912	5.3 喉部 .....	924
2.1 烟、风道设计步骤 .....	912	5.4 水室 .....	925
2.2 壳体和框架 .....	912	5.5 管板 .....	925
2.3 刚性肋与内撑 .....	912	5.6 中间隔板 .....	925
2.4 支吊架 .....	912	5.7 凝汽器的热膨胀补偿和支承 .....	925
2.5 保温 .....	913	5.8 旁路系统末级减温减压装置 .....	925
3 烟、风道的膨胀 .....	913	6 凝汽器的材料 .....	925
3.1 膨胀与膨胀量 .....	913	6.1 材料的选用 .....	925
3.2 膨胀节 .....	913	6.2 冷却管 .....	926
4 风门 .....	914	6.3 管板 .....	926
4.1 风门选择原则 .....	914	7 抽气设备 .....	926
4.2 关闭挡板风门 .....	914	7.1 抽气设备的种类 .....	926
4.3 调节挡板风门 .....	914	7.2 抽气设备容量的确定 .....	926
4.4 隔绝风门 .....	915	8 凝汽设备运行的一般知识 .....	926
<b>第8章 除灰渣和烟气净化系统</b> .....	917	8.1 运行中的监督 .....	926
1 火力发电厂灰渣量的计算 .....	917	8.2 凝汽器的反冲洗 .....	926
1.1 锅炉灰渣量的计算 .....	917	9 多压凝汽器 .....	926
1.2 锅炉炉底排渣量的计算 .....	917	9.1 多压凝汽器的热力特性 .....	926
1.3 锅炉飞灰量的计算 .....	917	9.2 多压凝汽器的布置与结构 .....	927
1.4 灰渣密度 .....	917	10 空冷式凝汽设备 .....	927
2 吹灰系统 .....	917	<b>第10章 给水加热器设备</b> .....	928
2.1 管路系统 .....	917	1 功能、分类与形式 .....	928
2.2 控制系统 .....	919	2 热力设计与计算 .....	929
3 水力除灰渣系统 .....	919	2.1 热平衡计算 .....	929
3.1 灰渣沟输送系统 .....	919	2.2 管侧流速 .....	929
3.2 灰渣混除系统 .....	919	2.3 纯凝结放热的加热器传热计算 .....	930
3.3 灰渣分除系统 .....	919	2.4 具有三段布置的加热器的传热计算 .....	930
4 气力除灰系统 .....	919	2.5 各种区段的搭配原则 .....	930
4.1 空气斜槽除灰系统 .....	919	3 阻力计算 .....	930
4.2 负压除灰系统 .....	919	4 给水加热器的结构 .....	931
4.3 正压除灰系统 .....	919	4.1 传热管 .....	931
4.4 灰气比 .....	920	4.2 管板 .....	931
5 机械除灰渣系统 .....	920	4.3 隔板 .....	931
6 灰渣的综合利用 .....	920	4.4 接管 .....	932
7 烟气净化系统 .....	920	5 保护系统 .....	932

5.1 给水旁路系统 .....	932	3.1 工作原理和特点 .....	951
5.2 安全阀 .....	932	3.2 球与环式 (E 型) 中速磨煤机 .....	951
6 给水加热器的运行 .....	932	3.3 辊式 (MPS 型、MBF 型) 中速磨煤机 .....	951
6.1 温度变化率 .....	932	3.4 辊与斜盘式 (BM 型、RP 型或 RPS 型、HP 型、SM 型) 中速磨煤机 .....	952
6.2 水位的热态调试 .....	932	3.5 辊与平盘式 (LM 型) 中速磨煤机 .....	952
6.3 给水加热器对水质的要求 .....	933	4 高速磨煤机 .....	952
<b>第 11 章 给水除氧设备</b> .....	934	4.1 工作原理和特点 .....	952
1 原理、分类、参数和设计要求 .....	934	4.2 风扇式磨煤机 .....	953
1.1 给水除氧的必要性 .....	934	4.3 锤击式磨煤机 .....	953
1.2 除氧设备的分类 .....	934	5 煤粉分离器 .....	953
1.3 除氧设备的特性参数 .....	935	5.1 粗粉分离器 .....	953
1.4 除氧器结构设计的基本要求 .....	935	5.2 细粉分离器 .....	954
2 热力除氧器 .....	936	6 给煤机 .....	955
2.1 除氧器的主要结构形式 .....	936	6.1 圆盘式给煤机 .....	955
2.2 除氧器主要元件的结构 .....	938	6.2 带式给煤机 .....	955
3 除氧器的设计计算 .....	938	6.3 带称重式给煤机 .....	955
3.1 热力计算 .....	938	6.4 刮板式给煤机 .....	955
3.2 强度计算 .....	939	6.5 电磁振动式给煤机 .....	955
3.3 除氧器的自生沸腾 .....	939	6.6 正压链板式给煤机 .....	956
4 除氧器的调整、运行、监督和停用保护 .....	939	6.7 给煤机的选型原则 .....	956
4.1 除氧器投入前的安全检查及调整 .....	939	7 煤粉的供给与输送设备 .....	956
4.2 除氧器的运行 .....	939	7.1 给粉机 .....	956
4.3 除氧器的检修 .....	939	7.2 输粉机 .....	956
<b>第 12 章 给水处理设备</b> .....	941	<b>第 14 章 吹灰、除尘、除灰</b> .....	957
1 水处理的作用 .....	941	1 吹灰器 .....	957
1.1 水在火电厂中的作用 .....	941	1.1 使用吹灰器的利弊和吹灰机理 .....	957
1.2 火电厂用水净化处理的必要性 .....	941	1.2 电站锅炉常用的吹灰器 .....	957
2 水质 .....	941	1.3 其他除灰装置 .....	960
2.1 天然水中的杂质及水质指标 .....	941	1.4 吹灰器的发展趋势 .....	960
2.2 我国天然水的水质特性 .....	942	2 除尘器 .....	960
3 锅炉水汽质量标准 .....	942	2.1 机械式除尘器 .....	960
3.1 锅炉给水质量标准 .....	942	2.2 洗涤式除尘器 .....	961
3.2 锅炉蒸汽质量标准 .....	942	2.3 过滤式除尘器 .....	961
4 锅炉给水的预处理 .....	942	2.4 电气式除尘器 .....	961
4.1 混凝澄清设备 .....	942	3 除灰渣设备 .....	961
4.2 过滤设备 .....	943	3.1 炉底除渣设备 .....	961
5 水的预脱盐 .....	944	3.2 碎渣设备 .....	961
5.1 水的软化及脱碱 .....	944	3.3 气力除灰渣设备 .....	961
5.2 反渗透装置 .....	944	<b>第 15 章 电站风机</b> .....	963
6 水的离子交换处理 .....	945	1 电站风机基本知识 .....	963
6.1 离子交换软化设备 .....	945	1.1 有关电站风机的名词术语 .....	963
6.2 离子交换除盐设备 .....	945	1.2 电站风机的无因次性能参数 .....	963
6.3 EDI 除盐设备 .....	947	1.3 电站风机的比转速 .....	963
7 凝结水精处理 .....	947	1.4 电站风机空气动力学图 .....	964
7.1 前置过滤设备 .....	947	1.5 电站风机性能的相似换算 .....	964
7.2 深度除盐设备 .....	948	2 电站风机的形式及分类 .....	964
7.3 后置过滤设备 .....	948	2.1 电站风机的形式 .....	964
<b>第 13 章 煤粉制备设备</b> .....	949	2.2 电站风机的分类 .....	965
1 磨煤机的选择 .....	949	3 电站风机典型结构 .....	965
1.1 磨煤机台数和出力裕量的选择 .....	949	3.1 电站离心式风机典型结构 .....	965
1.2 磨煤机形式的选择 .....	949	3.2 电站轴流式风机典型结构 .....	966
2 低速磨煤机 (钢球磨煤机) .....	950	3.3 混流式风机的结构 .....	966
2.1 工作原理和特点 .....	950	4 电站风机的调节与性能曲线 .....	967
2.2 单进单出球磨机 .....	950	4.1 电站风机的调节方式及比较 .....	967
2.3 双进双出球磨机 .....	951	4.2 电站风机性能曲线 .....	967
3 中速磨煤机 .....	951		



<b>第 16 章 电站用泵</b> .....	969	1 机组热力参数优化及其对热经济性的影响	990
1 给水泵 .....	969	1.1 超临界参数的热力学概念	990
1.1 给水泵的结构 .....	969	1.2 温度 .....	990
1.2 锅炉给水泵选择原则 .....	969	1.3 压力 .....	991
1.3 给水泵的驱动方式 .....	970	1.4 再热 .....	991
1.4 前置泵 .....	971	1.5 容量 .....	991
1.5 给水泵的辅助系统 .....	971	1.6 给水加热级数 .....	992
1.6 给水泵的运行 .....	971	1.7 汽轮机背压 .....	992
2 凝结水泵 .....	972	2 超超临界机组容量、参数与结构选择	992
2.1 凝结水泵选择原则 .....	972	2.1 锅炉 .....	992
2.2 凝结水泵的结构 .....	972	2.2 汽轮机 .....	993
2.3 凝结水升压泵 .....	973	2.3 百万千瓦级汽轮发电机 .....	995
3 循环水泵 .....	973	2.4 超超临界机组参数与容量选择对机组 造价的影响 .....	995
3.1 循环水泵的选择原则 .....	973	<b>第 3 章 超临界、超超临界机组材料</b> .....	996
3.2 循环水泵的形式和布置 .....	973	1 材料对火电机组发展的重要性 .....	996
<b>第 17 章 电站阀门</b> .....	974	2 超临界、超超临界锅炉材料 .....	996
1 阀门应用及分类 .....	974	2.1 过热器和再热器 .....	996
1.1 阀门在电站中的应用 .....	974	2.2 水冷壁 .....	997
1.2 阀门的分类 .....	974	2.3 蒸汽管道和集箱 .....	997
2 阀门主要性能参数 .....	974	3 超临界、超超临界汽轮机材料 .....	1000
2.1 公称通径 .....	974	3.1 转子 .....	1000
2.2 公称压力、工作压力和试验压力 .....	974	3.2 汽缸与阀体 .....	1001
2.3 非标准级阀门的公称压力和工作压力 .....	975	3.3 高温叶片 .....	1001
3 电站阀门材料 .....	975	3.4 高温螺栓 .....	1001
3.1 阀体和阀盖材料的选用 .....	975	4 超临界、超超临界机组材料的发展 .....	1002
3.2 阀杆材料的选用 .....	975	4.1 铁素体耐热钢 .....	1003
3.3 密封面材料的选用 .....	975	4.2 奥氏体耐热钢 .....	1005
3.4 紧固件材料的选用 .....	975	4.3 Ni 基高温合金 .....	1005
4 截断阀的种类和受力计算 .....	976	<b>第 4 章 超临界、超超临界锅炉</b> .....	1008
4.1 截断阀的结构和特点 .....	976	1 超临界、超超临界锅炉的技术特点 .....	1008
4.2 密封面比压值的确定 .....	976	1.1 水、汽变相点(水、汽集态变相点)附近 工质的物理变化特性 .....	1008
4.3 必需密封力计算 .....	977	1.2 锅炉水冷壁管圈形式 .....	1008
4.4 阀杆力矩和总受力 .....	977	1.3 锅炉布置形式与燃烧方式 .....	1008
5 安全阀 .....	977	2 600MW 超临界锅炉典型方案 .....	1009
5.1 安全阀的分类 .....	977	2.1 汽水参数与煤质特性 .....	1009
5.2 各类安全阀的优缺点 .....	977	2.2 锅炉主要性能数据 .....	1010
5.3 安全阀的结构 .....	978	2.3 总体布置特点 .....	1010
5.4 安全阀的排量 .....	978	2.4 水冷壁系统 .....	1010
6 调节阀及减温减压阀 .....	978	2.5 过热器 .....	1012
6.1 调节阀流量特性 .....	978	2.6 再热器 .....	1012
6.2 调节阀种类 .....	979	2.7 省煤器 .....	1013
6.3 调节阀容量计算 .....	979	2.8 燃烧系统 .....	1013
6.4 减温减压阀 .....	980	2.9 启动系统 .....	1013
参考文献 .....	981	3 1000MW 级超超临界锅炉典型方案 .....	1014
<b>第 8 篇 超临界、超超临界机组</b> .....	983	3.1 1000MW II 型布置超超临界锅炉 .....	1014
<b>第 1 章 超临界、超超临界机组的发展现状与趋势</b> .....	985	3.2 1000MW 塔式布置超超临界锅炉 .....	1018
1 概述 .....	985	<b>第 5 章 超临界、超超临界汽轮机</b> .....	1022
2 国内外超临界、超超临界机组的发展现状 .....	985	1 超临界、超超临界汽轮机的发展历程与 发展趋势 .....	1022
2.1 美国 .....	986	1.1 超临界、超超临界汽轮机的经济性与 容量范围 .....	1022
2.2 欧洲 .....	986	1.2 超临界、超超临界汽轮机的发展过程 .....	1022
2.3 日本 .....	986	1.3 超临界、超超临界汽轮机的发展趋势 .....	1022
2.4 俄罗斯 .....	988	2 超临界、超超临界汽轮机的主要部件及	
2.5 中国 .....	988		
3 超临界、超超临界机组的发展趋势 .....	989		
<b>第 2 章 超临界、超超临界机组的技术经济性能</b> .....	990		



工艺特点 .....	1023	1.3 循环流化床锅炉的特点 .....	1070
2.1 超临界、超超临界汽轮机的热力系统 .....	1023	1.4 循环流化床锅炉与其他炉型的比较 .....	1071
2.2 超临界、超超临界汽轮机的主要结构特点 .....	1023	1.5 循环流化床锅炉的优点 .....	1072
2.3 超临界、超超临界汽轮机控制保护系统 .....	1026	2 循环流化床技术的发展概况 .....	1073
2.4 超临界、超超临界汽轮机辅助系统 .....	1026	2.1 循环流化床技术的发展概况 .....	1073
3 超临界、超超临界汽轮机的关键技术 .....	1026	2.2 国际循环流化床锅炉技术发展概况 .....	1074
3.1 防固体粒子侵蚀技术 .....	1026	2.3 国内循环流化床锅炉发展概况 .....	1077
3.2 冷却蒸汽结构 .....	1029	<b>第2章 循环流化床锅炉的流体动力特性</b> .....	1080
3.3 轴系稳定性 .....	1031	1 流化床及其流态化特性 .....	1080
4 典型的超临界、超超临界汽轮机 .....	1034	1.1 气固流态化 .....	1080
4.1 典型的1000MW超超临界汽轮机 .....	1034	1.2 各类气固流态化的过渡及相关特性 .....	1080
4.2 典型的600MW超超临界汽轮机 .....	1038	1.3 颗粒特性 .....	1081
<b>第6章 1000MW级汽轮发电机</b> .....	1042	1.4 临界流化速度 .....	1082
1 1000MW汽轮发电机的技术参数及结构特点 .....	1042	1.5 颗粒终端流化速度 .....	1083
1.1 主要技术数据 .....	1042	1.6 空隙率和颗粒浓度 .....	1083
1.2 发电机冷却方式 .....	1042	1.7 流化床的阻力特性 .....	1083
1.3 结构简介 .....	1042	2 鼓泡流化床的气固两相流动特性 .....	1084
1.4 端盖、轴承、油密封 .....	1044	3 循环流化床气固两相流体动力特性 .....	1084
1.5 发电机温度在线监测元件 .....	1044	3.1 循环流化床回路压力平衡 .....	1084
2 1000MW发电机励磁系统 .....	1045	3.2 密相区的流体动力特性 .....	1085
2.1 无刷励磁方式 .....	1045	3.3 稀相区的流体动力特性 .....	1085
2.2 静态励磁方式 .....	1045	3.4 循环流化床稀相区颗粒浓度分布模型 .....	1086
3 1000MW级发电机氢油水系统介绍 .....	1046	4 循环流化床内颗粒与气体混合 .....	1087
4 1000MW汽轮发电机的运行 .....	1046	4.1 气体的扩散 .....	1087
4.1 发电机在启动过程中的注意点和相应措施 .....	1046	4.2 固体颗粒的混合 .....	1087
4.2 1000MW发电机启停 .....	1048	4.3 循环流化床下部的颗粒加速区 .....	1088
<b>第7章 超临界、超超临界机组的运行</b> .....	1051	4.4 循环流化床稀相区中絮状物/颗粒团的形成与转化 .....	1088
1 超临界、超超临界机组运行的特点 .....	1051	<b>第3章 循环流化床锅炉中的传热和传质</b> .....	1090
1.1 超临界及超超临界锅炉运行特性 .....	1051	1 流化床内的传热与传质过程 .....	1090
1.2 高蒸汽参数对汽轮机运行特性的影响 .....	1052	1.1 循环流化床传热机理 .....	1090
2 超临界、超超临界机组启动和停机 .....	1052	1.2 影响循环流化床传热的主要因素 .....	1090
2.1 超临界、超超临界锅炉启动特点 .....	1052	2 循环流化床受热面传热计算 .....	1091
2.2 启动系统 .....	1052	2.1 密相区受热面的传热计算 .....	1091
2.3 机组旁路系统 .....	1055	2.2 稀相区的传热计算 .....	1092
2.4 机组启动和停机特性 .....	1057	3 大型循环流化床锅炉炉膛传热 .....	1093
2.5 典型的超临界、超超临界机组的启动和停机特性 .....	1057	3.1 炉膛传热 .....	1094
3 超临界、超超临界机组运行可靠性和经济性 .....	1058	3.2 大型循环流化床锅炉炉膛传热系数测试结果 .....	1094
3.1 超临界、超超临界机组运行可靠性 .....	1058	3.3 炉膛内部悬挂受热面的传热 .....	1095
3.2 超临界、超超临界机组运行经济性 .....	1061	3.4 大型循环流化床锅炉传热系数计算的公式 .....	1095
4 超临界与超超临界机组的汽水品质 .....	1062	4 大型循环流化床锅炉其他受热面的传热 .....	1095
4.1 超临界与超超临界机组水汽特点 .....	1062	4.1 分离器中受热面的传热 .....	1095
4.2 超临界与超超临界火电机组水汽质量标准 .....	1063	4.2 外置式换热器的传热 .....	1096
4.3 超临界与超超临界机组的化学监督 .....	1064	4.3 循环流化床锅炉尾部受热面传热 .....	1096
4.4 超临界与超超临界机组的停用保护 .....	1064	5 流化床内颗粒的传质与传热 .....	1096
参考文献 .....	1066	5.1 影响流化床内颗粒传热及其影响因素 .....	1096
<b>第9篇 大型循环流化床锅炉</b> .....	1067	5.2 流化床内颗粒传热的准则方程 .....	1096
<b>第1章 循环流化床锅炉的原理及特点</b> .....	1069	5.3 流化床内颗粒与气流的传质 .....	1096
1 循环流化床锅炉的原理及特点 .....	1069	<b>第4章 燃料在循环流化床锅炉内的燃烧过程</b> .....	1098
1.1 循环流化床的工作原理 .....	1069	1 煤粒在循环流化床内的燃烧过程 .....	1098
1.2 流化床燃烧设备的主要类型 .....	1070	1.1 煤粒的干燥和加热 .....	1098
		1.2 挥发分的析出、燃烧以及颗粒一次破碎 .....	1098
		1.3 焦炭的着火和燃尽 .....	1099
		1.4 焦炭颗粒燃烧过程的破碎及磨损 .....	1099

2 循环流化床燃烧过程特性.....	1100	2.4 停炉 .....	1116
2.1 炉膛燃料燃烧及其燃烧份额分布 .....	1100	2.5 水位 .....	1116
2.2 炉内烟气成分分布 .....	1101	2.6 暖炉和膨胀 .....	1116
3 燃料特性对循环流化床燃烧的影响 .....	1102	2.7 空气预热器 .....	1116
3.1 挥发分 .....	1102	2.8 吹灰 .....	1116
3.2 灰分含量 .....	1103	2.9 汽温调节 .....	1116
3.3 燃料颗粒粒径 .....	1103	2.10 过热器和再热器 .....	1116
3.4 水分对流化床燃烧的影响.....	1104	3 循环流化床锅炉的点火与启动.....	1116
3.5 硫含量 .....	1104	3.1 启动条件 .....	1116
4 运行参数对循环流化床燃烧的影响 .....	1104	3.2 启动前的检查 .....	1117
4.1 分离器分离效率 .....	1104	3.3 锅炉上水 .....	1117
4.2 布风装置和流化装置 .....	1104	3.4 床料 .....	1117
4.3 给煤方式及二次风的配置.....	1104	3.5 蒸汽加热 .....	1117
4.4 床温 .....	1104	3.6 启动前的检查及清扫 .....	1117
4.5 运行水平 .....	1105	3.7 冷态启动 .....	1117
<b>第5章 循环流化床锅炉内脱硫脱硝机理及</b>		4 循环流化床锅炉的正常运行.....	1119
<b>排放控制 .....</b>	<b>1106</b>	4.1 锅炉运行中检查工作 .....	1119
1 流化床煤燃烧过程中 $\text{SO}_2$ 析出的动态特性 .....	1106	4.2 运行要求 .....	1119
2 循环流化床炉内脱硫反应过程.....	1106	4.3 燃烧优化调整 .....	1119
2.1 脱硫剂及其选择 .....	1106	4.4 锅炉的运行调节 .....	1120
2.2 流化床燃烧过程中石灰石脱硫剂的		4.5 运行中的维护 .....	1121
脱硫机理 .....	1107	5 循环流化床锅炉的停炉及压火.....	1121
3 影响循环流化床锅炉脱硫效率的因素分析 .....	1108	5.1 正常停炉 .....	1121
3.1 $\text{Ca/S}$ 摩尔比的影响 .....	1108	5.2 压火热备用 .....	1122
3.2 床温的影响 .....	1108	5.3 停炉后的冷却 .....	1122
3.3 粒度的影响 .....	1108	5.4 紧急停炉 .....	1122
3.4 氧浓度及分段燃烧的影响.....	1109	5.5 停炉的快速冷却 .....	1122
3.5 $\text{SO}_2$ 在炉膛停留时间以及床内风速		6 主要辅助设备运行 .....	1122
的影响 .....	1109	6.1 转动机械 .....	1122
3.6 循环物料量的影响 .....	1109	6.2 风机 .....	1122
3.7 负荷变化的影响 .....	1110	6.3 碎煤机 .....	1122
3.8 其他因素对脱硫的影响.....	1110	6.4 给煤系统 .....	1123
4 循环流化床强化脱硫措施.....	1110	6.5 燃油系统 .....	1123
4.1 炉内脱硫与尾部脱硫组合强化脱硫技术 .....	1110	6.6 石灰石系统 .....	1123
4.2 灰/渣活化后炉内再利用 .....	1110	6.7 床料补给系统 .....	1123
4.3 飞灰回燃提高钙利用率.....	1111	6.8 冷渣系统 .....	1123
4.4 飞灰制团技术提高钙利用率.....	1111	7 事故处理 .....	1124
4.5 石灰石改性提高活性 .....	1111	7.1 事故及故障处理原则 .....	1124
5 煤燃烧过程中 $\text{NO}_x$ 的形成机理及排放的		7.2 事故(紧急)停炉 .....	1124
特性 .....	1111	7.3 故障(请示)停炉 .....	1125
5.1 流化床燃烧过程中氮氧化物生成特性 .....	1111	7.4 锅炉水位事故 .....	1125
5.2 循环流化床锅炉内氮氧化物的控制及		7.5 锅炉受热面管损坏 .....	1125
其影响因素 .....	1112	7.6 汽水管道的损坏 .....	1125
6 流化床燃烧过程中影响其他污染物排放		7.7 过热蒸汽、再热蒸汽温度过高 .....	1125
的因素 .....	1113	7.8 主蒸汽、再热蒸汽温度过低 .....	1126
<b>第6章 循环流化床锅炉的启停、运行和控制 .....</b>	<b>1114</b>	7.9 主蒸汽、再热蒸汽压力高 .....	1126
1 循环流化床锅炉启动前的准备工作 .....	1114	7.10 主蒸汽、再热蒸汽压力低 .....	1126
1.1 锅炉启动调试 .....	1114	7.11 床温过高或过低 .....	1126
1.2 水压试验程序 .....	1114	7.12 床压过高或过低 .....	1127
1.3 烘炉 .....	1114	7.13 床面结焦 .....	1127
1.4 锅炉冷态空气动力场试验.....	1115	7.14 回料阀堵塞 .....	1127
1.5 其他程序 .....	1115	8 锅炉运行控制 .....	1127
2 锅炉运行操作的一般原则.....	1115	8.1 锅炉调节控制系统的基本技术要求 .....	1127
2.1 总则 .....	1115	8.2 锅炉主控(MCS) .....	1127
2.2 充水与排气 .....	1115	8.3 锅炉炉膛安全监控系统(FSSS) .....	1128
2.3 启动 .....	1116	<b>第7章 循环流化床锅炉的总体布置 .....</b>	<b>1129</b>



1 循环流化床锅炉的炉型 .....	1129	4.1 立管设计 .....	1158
1.1 循环流化床锅炉的炉型分类 .....	1129	4.2 L 阀的设计 .....	1159
1.2 典型 100MW 级高压非再热 CFB 锅炉 .....	1130	4.3 流动密封阀的设计 .....	1160
1.3 典型 135MW 级 CFB 锅炉 .....	1132	5 外置式换热器 .....	1161
1.4 典型 200MW 级 CFB 锅炉 .....	1135	5.1 布置外置式换热器的优点 .....	1161
1.5 典型 300MW 级 CFB 锅炉 .....	1136	5.2 外置式换热器设计原则 .....	1161
2 主要热力参数 .....	1137	<b>第 10 章 循环流化床锅炉的其他关键部件</b> .....	1164
2.1 燃料特性的影响 .....	1137	1 布风装置 .....	1164
2.2 颗粒粒径的确定 .....	1137	1.1 布风板设计要求 .....	1164
2.3 脱硫剂粒径及 Ca/S 摩尔比 .....	1138	1.2 布风板形式及结构 .....	1164
2.4 物料平衡 .....	1138	1.3 风室 .....	1167
2.5 热量平衡及能量分配 .....	1139	1.4 二次风 .....	1167
2.6 流化风速及热负荷的选择 .....	1139	2 给料装置 .....	1167
2.7 床温的选择及控制 .....	1140	2.1 给煤设备 .....	1167
2.8 循环倍率及分离器效率的确定 .....	1140	2.2 石灰石输送系统 .....	1169
2.9 其他热力参数的确定 .....	1140	2.3 煤泥输送系统 .....	1169
3 炉膛的结构 .....	1141	2.4 飞灰回送系统 .....	1170
3.1 炉膛的结构参数 .....	1141	3 点火装置 .....	1170
3.2 循环流化床内的燃烧份额分布 .....	1142	3.1 启动系统 .....	1170
3.3 添加脱硫剂对设计的影响 .....	1143	3.2 启动系统主要设备 .....	1170
3.4 水循环 .....	1143	4 高温灰渣冷却装置 .....	1171
3.5 蒸汽参数对受热面布置的影响 .....	1143	4.1 冷渣器的功能及分类 .....	1171
3.6 一二次风配比及二次风的位置 .....	1143	4.2 冷渣器形式 .....	1171
3.7 炉膛的设计步骤 .....	1143	<b>第 11 章 循环流化床锅炉金属件和耐火材料的</b>	
4 过热器和尾部受热面 .....	1144	<b>磨损及预防</b> .....	1175
4.1 尾部受热面的热量平衡 .....	1144	1 影响循环流化床锅炉受热面磨蚀的主要	
4.2 过热器和再热器的设计 .....	1144	因素 .....	1175
4.3 省煤器及空气预热器的设计 .....	1144	1.1 影响锅炉受热面磨蚀的关系式 .....	1175
<b>第 8 章 循环流化床锅炉的气固分离设备</b> .....	1145	1.2 床料温度对受热面磨损的影响 .....	1175
1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用及形式 .....	1145	1.3 床料硬度对金属受热面的磨损 .....	1175
1.1 循环流化床锅炉气固分离装置的作用 .....	1145	1.4 受热面材料硬度对磨损的影响 .....	1176
1.2 循环流化床锅炉气固分离装置的要求 .....	1145	1.5 管束结构和布置间距对磨损的影响 .....	1176
1.3 分离器效率对循环流化床锅炉运行的		2 循环流化床锅炉金属受热面的磨损机理 .....	1176
影响 .....	1145	2.1 冲击磨损 .....	1176
1.4 循环流化床锅炉气固分离装置的形式 .....	1145	2.2 切削磨损 .....	1176
2 高温旋风分离器 .....	1146	2.3 接触疲劳磨损 .....	1176
2.1 高温旋风分离器的主要形式及尺寸 .....	1146	2.4 综合磨损 .....	1176
2.2 高温旋风分离器的结构及特性尺寸 .....	1147	3 循环流化床锅炉防磨用非金属材料 .....	1176
2.3 影响高温旋风分离器特性的有关因素 .....	1149	3.1 我国循环流化床锅炉用耐火材料的现状和	
2.4 高温旋风分离器分离机理 .....	1151	存在的问题 .....	1176
2.5 旋风分离器的设计和耐火材料的铺砌 .....	1153	3.2 对现存问题的分析和讨论 .....	1178
3 其他形式的旋风分离器 .....	1155	3.3 针对循环流化床锅炉用耐火材料	
3.1 下排气式的旋风分离器 .....	1155	现存问题的对策 .....	1180
3.2 卧式高温旋风分离器 .....	1155	4 循环流化床锅炉主要磨损部位及防磨措施 .....	1181
3.3 方形高温旋风分离器 .....	1155	4.1 主要磨损部位 .....	1181
<b>第 9 章 固体物料回送装置</b> .....	1156	4.2 各部位磨损机理 .....	1181
1 固体物料回送装置作用及设计要求 .....	1156	4.3 防磨措施 .....	1181
1.1 作用 .....	1156	<b>第 12 章 循环流化床锅炉的发展前景</b> .....	1183
1.2 设计要求 .....	1156	1 循环流化床锅炉的发展趋势 .....	1183
2 固体物料回送装置工作原理 .....	1156	1.1 循环物料的分离 .....	1183
2.1 可控阀 .....	1156	1.2 循环床内固体颗粒的浓度选取 .....	1183
2.2 通流阀 .....	1157	1.3 炉内受热面布置和温度控制 .....	1183
3 固体物料回送装置的形式与结构 .....	1158	1.4 运行风速（或截面热负荷）的确定 .....	1183
3.1 集中供风的流动密封阀 .....	1158	1.5 循环流化床锅炉部件的磨损 .....	1183
3.2 分散供风的流动密封阀 .....	1158	2 循环流化床锅炉的大型化 .....	1183
4 固体物料回送装置的设计方法 .....	1158	2.1 大型化、超临界是循环流化床锅炉的	



发展方向 .....	1183	2.1 通流结构的变化 .....	1210
2.2 超临界循环流化床锅炉的设计示例 .....	1184	2.2 末级动叶片 .....	1210
3 循环流化床锅炉污染物的深度控制 .....	1185	2.3 低压缸结构 .....	1210
3.1 深度脱硫 .....	1185	2.4 低压轴承和低压汽封 .....	1210
3.2 深度脱硝 .....	1186	2.5 喷水系统 .....	1210
4 以循环流化床为核心的多联产技术 .....	1186	2.6 低压排汽结构 .....	1211
4.1 以循环流化床燃烧技术为核心的多 联产技术 .....	1187	3 空冷机组汽轮机的设计要点 .....	1212
4.2 以煤热解气化为基础的热电气多联 产技术 .....	1187	3.1 空冷机组汽轮机设计条件分析 .....	1212
4.3 以煤部分气化为基础的热电气多联 产技术 .....	1188	3.2 空冷机组汽轮机末端排汽参数的确定 .....	1212
参考文献 .....	1190	3.3 空冷机组汽轮机的典型设计工况 .....	1213
<b>第 10 篇 大型空冷式汽轮机组</b> .....	1193	3.4 回热系统的优化 .....	1213
<b>第 1 章 概述</b> .....	1195	3.5 空冷机组汽轮机与锅炉、发电机的 匹配 .....	1213
1 空冷式汽轮机组的发展与应用 .....	1195	3.6 典型 300MW 级和 600MW 级空冷机 组汽轮机的参数 .....	1214
1.1 空冷式汽轮机组的发展历程 .....	1195	4 背压设计及背压保护 .....	1214
1.2 空冷式汽轮机组的应用 .....	1195	4.1 空冷机组汽轮机背压设计 .....	1214
2 我国空冷式汽轮机组的现状 .....	1196	4.2 空冷机组汽轮机背压监视与保护 .....	1215
3 我国空冷式汽轮机组的发展前景 .....	1197	<b>第 4 章 空冷机组汽轮机结构设计</b> .....	1218
<b>第 2 章 空冷式汽轮机组冷却系统的技术特点</b> .....	1198	1 空冷机组汽轮机末级叶片设计 .....	1218
1 空冷式汽轮机组冷却系统的分类 .....	1198	1.1 末级叶片设计内容及特点 .....	1218
1.1 空冷式汽轮机组的冷却系统 .....	1198	1.2 专用末级叶片热力和气动设计 .....	1218
1.2 空冷式汽轮机组铭牌功率 .....	1198	1.3 末级叶片强度和振动设计 .....	1220
1.3 空冷式汽轮机组的设计背压和初始 温差 ITD 值 .....	1198	1.4 典型空冷机组汽轮机末级叶片 .....	1222
2 直接空气冷却系统 .....	1199	2 空冷机组汽轮机低压排汽缸设计 .....	1222
2.1 直接空冷凝汽器系统 .....	1199	2.1 排汽缸几何尺寸设计 .....	1222
2.2 风速选择和风机噪声的影响 .....	1200	2.2 排汽缸气动试验 .....	1224
2.3 大风及其对热回流的影响 .....	1201	2.3 排汽缸强度与刚度设计 .....	1224
2.4 空冷器的清洗系统 .....	1201	2.4 低压缸模型刚度试验 .....	1225
2.5 直接空冷系统的其他特点 .....	1201	3 空冷机组汽轮机的轴系设计 .....	1226
3 带混合式凝汽器的间接空冷系统 .....	1202	3.1 轴系振动的设计判据 .....	1226
3.1 混合式凝汽器 .....	1202	3.2 落地式轴承座 .....	1226
3.2 冷却系统和自然通风冷却塔 .....	1202	3.3 轴系动特性计算实例 .....	1227
3.3 预热/尖峰冷却器及其发展 .....	1203	<b>第 5 章 直接空冷系统和间接空冷系统的         结构设计</b> .....	1229
4 带表面式凝汽器的间接空冷系统 .....	1204	1 空冷系统换热元件 .....	1229
4.1 带表面式凝汽器的间接空冷系统及 其特点 .....	1204	1.1 直接空冷系统换热元件的类型与特性 .....	1229
4.2 南非肯塔尔电厂 600MW 机组间接 空冷系统 .....	1205	1.2 间接空冷系统换热元件的类型与特性 .....	1230
4.3 南非肯塔尔电厂 600MW 间接空冷 机组试验结果 .....	1205	2 直接空冷凝汽器的结构 .....	1230
4.4 我国带表面式凝汽器的间接空冷 系统的新进展 .....	1206	2.1 排汽管道系统 .....	1231
5 直接空冷系统和间接空冷系统的 比较 .....	1206	2.2 空冷凝汽器系统 .....	1231
5.1 空冷系统的冷端优化 .....	1206	2.3 空气供给系统 .....	1232
5.2 南非肯塔尔电厂和山西阳城电厂 的比较 .....	1207	2.4 支撑钢平台系统 .....	1233
5.3 直接空冷机组和间接空冷机组的 比较 .....	1208	2.5 凝结水系统 .....	1234
<b>第 3 章 空冷机组汽轮机的技术特点</b> .....	1210	2.6 抽真空系统 .....	1234
1 空冷机组汽轮机及其特点 .....	1210	2.7 清洗系统 .....	1235
2 空冷机组汽轮机的结构特点 .....	1210	2.8 风对空冷系统布置的影响 .....	1235
		2.9 直接空冷系统热力计算 .....	1235
		3 带混合式凝汽器的间接空冷系统结构 .....	1236
		3.1 喷射式凝汽器 .....	1237
		3.2 空冷却塔 .....	1237
		3.3 空冷散热器 .....	1237
		3.4 百叶窗 .....	1238
		3.5 支撑钢结构 .....	1238
		3.6 塔内附属设备 .....	1238
		3.7 热力计算和空气动力计算 .....	1239

4 带表面式凝汽器的间接空冷系统结构 .....	1240	3 热电联产有关规定 .....	1269
4.1 表面式凝汽器 .....	1240	3.1 热电联产规划 .....	1269
4.2 空冷塔 .....	1240	3.2 各类热电联产机组应符合的指标 .....	1269
4.3 空冷散热器 .....	1241	3.3 节约能源 .....	1269
4.4 百叶窗 .....	1241	3.4 积极支持发展燃气—蒸汽联合循环热 电联产 .....	1270
4.5 支撑钢结构 .....	1242	<b>第2章 热电联产汽轮机的设计</b> .....	1271
4.6 空冷塔附属设备 .....	1242	1 热电联产汽轮机的参数与容量 .....	1271
<b>第6章 汽轮机与空冷系统的运行控制和维护</b> .....	1243	2 热电联产汽轮机的热力系统 .....	1272
1 机械通风直接空冷系统的运行控制和维护 .....	1243	2.1 供热系统 .....	1272
1.1 机械通风直接空冷系统 .....	1243	2.2 回热系统 .....	1274
1.2 直接空冷系统启动 .....	1243	2.3 通流部分 .....	1276
1.3 直接空冷系统的运行与维护 .....	1243	2.4 调节系统 .....	1279
1.4 直接空冷系统停运 .....	1245	<b>第3章 热电联产汽轮机结构</b> .....	1282
1.5 直接空冷系统的故障及处理 .....	1246	1 抽汽凝汽式汽轮机及抽汽调节阀 .....	1282
1.6 直接空冷系统的安全可靠性和经济性 .....	1247	1.1 300MW 单抽凝汽式汽轮机 .....	1282
1.7 直接空冷系统试验 .....	1247	1.2 100MW 等级抽汽凝汽式汽轮机 .....	1282
2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行控制 和维护 .....	1248	1.3 50MW 等级抽汽凝汽式汽轮机 .....	1284
2.1 带混合式凝汽器的间接空冷系统 .....	1248	1.4 其他类型机组 .....	1285
2.2 带混合式凝汽器的间接空冷系统的启动 .....	1248	2 背压式汽轮机 .....	1285
2.3 带混合式凝汽器的间接空冷系统的运行 .....	1249	3 抽汽背压式汽轮机 .....	1286
2.4 带混合式凝汽器的间接空冷系统停运 .....	1251	<b>第4章 热电联产汽轮机的运行</b> .....	1287
2.5 带混合式凝汽器的间接空冷系统的故障 及事故处理 .....	1252	1 机组启动 .....	1287
2.6 带混合式凝汽器的间接空冷系统的安全 可靠性和经济性 .....	1253	1.1 启动前的准备工作 .....	1287
2.7 带混合式凝汽器的间接空冷系统试验 .....	1254	1.2 暖管与启用辅助设备 .....	1287
3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的运行 控制和维护 .....	1254	1.3 冲转、升速和全速后的调速系统试验 .....	1287
3.1 带表面式凝汽器的间接空冷设备系统 (以大唐太原第二热电厂为例) .....	1254	1.4 并列与带负荷 .....	1288
3.2 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 启动运行 .....	1255	1.5 热态启动 .....	1288
3.3 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 运行控制 .....	1256	2 汽轮机的停止运行 .....	1288
3.4 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 停运 .....	1257	2.1 停机前的准备工作 .....	1288
3.5 带表面式凝汽器的间接空冷系统的 故障处理 .....	1257	2.2 减负荷 .....	1288
3.6 空冷机组运行安全性分析 .....	1257	2.3 停机 .....	1288
3.7 空冷机组运行经济性分析 .....	1258	3 投热负荷操作(以 0.981MPa 抽汽为例) .....	1289
3.8 空冷系统热力特性试验 (以大唐太原第二热电厂 7 号机组为例) .....	1259	3.1 调压器投入操作 .....	1289
参考文献 .....	1261	3.2 调压器切除操作 .....	1289
<b>第11篇 热电联产机组</b> .....	1263	4 安全保护 .....	1289
<b>第1章 概述</b> .....	1265	4.1 热电联产机组安全性要求 .....	1289
1 热电联产的历史与现状 .....	1265	4.2 热工信号 .....	1289
1.1 热电联产的发展历史 .....	1265	<b>第5章 汽轮机的工况图</b> .....	1290
1.2 热电联产的现状 .....	1265	1 背压汽轮机的工况图 .....	1290
2 热电机组的特点、分类和选型 .....	1265	2 单抽汽式汽轮机的工况图 .....	1290
2.1 热电联产的总体特点 .....	1265	3 双抽汽式汽轮机的工况图 .....	1291
2.2 热电机组的分类 .....	1266	<b>第6章 分布式发电冷热电联产</b> .....	1293
2.3 热电机组的选型 .....	1266	1 分布式发电 .....	1293
2.4 热电联产集中供热方式和机型 .....	1267	1.1 分布式发电的基本概念 .....	1293
2.5 热电联产的节能分析 .....	1268	1.2 分布式发电的主要特征 .....	1293
		1.3 分布式发电的国内外发展状况 .....	1293
		1.4 分布式发电的主要设备 .....	1294
		2 系统的选择和设备配置 .....	1295
		2.1 系统的选择和设备配置的原则 .....	1295
		2.2 系统选择 .....	1295
		2.3 主要设备的配置 .....	1296
		3 技术经济评价 .....	1297
		3.1 经济效益 .....	1297
		3.2 节能率 .....	1297
		4 冷热电联供能源站的选址和布置 .....	1297



4.1 冷热电联供能源站的选址	1297	6 多级轴流压气机的设计方法和主要参数	1325
4.2 冷热电联供能源站的布置	1297	6.1 通流部分的形式	1325
5 发展趋势	1297	6.2 多级压气机的级间相互影响	1325
参考文献	1299	6.3 主要参数的选择	1326
<b>第12篇 燃气轮机及联合循环机组</b>	<b>1301</b>	6.4 压气机的模化设计	1327
<b>第1章 概述</b>	<b>1303</b>	7 轴流压气机的工况特性和调试	1328
1 燃气轮机的工作原理及特点	1303	7.1 多级轴流压气机特性	1328
2 燃气轮机的发展与应用	1303	7.2 压气机的堵塞和不稳定工况	1329
3 燃气—蒸汽联合循环的应用与发展	1304	7.3 改善多级轴流压气机特性的措施	1330
<b>第2章 燃气轮机的热力循环分析</b>	<b>1306</b>	7.4 多级轴流压气机的性能试验	1330
1 基本分类	1306	7.5 多级轴流压气机的变工况性能计算	1330
2 性能指标	1306	7.6 轴流压气机的气动设计目标与设计系统	1330
2.1 热力参数	1306	<b>第4章 燃烧室</b>	<b>1332</b>
2.2 性能参数	1306	1 燃烧室总体介绍	1332
3 理想简单循环的热力性能	1306	1.1 燃烧室的主要类型	1332
3.1 比功	1307	1.2 燃烧室的主要技术指标	1333
3.2 热效率	1307	2 燃气轮机燃料	1333
3.3 有用功系数	1308	2.1 气体燃料	1333
4 理想复杂循环的热力性能	1308	2.2 液体燃料	1335
4.1 回热循环	1308	3 燃烧室的结构和工作过程	1336
4.2 间冷和再热循环	1308	3.1 燃烧室结构	1336
5 理想循环与实际循环的差距	1310	3.2 扩压器	1338
5.1 压气机和透平效率	1310	3.3 燃烧器	1338
5.2 压损 $\Delta p$	1311	3.4 燃烧过程的组织	1340
5.3 燃烧效率	1312	3.5 点火技术	1343
5.4 工质的流量变化	1312	3.6 冷却技术	1344
5.5 工质的热力性质	1313	3.7 振荡燃烧	1346
5.6 回热度和间冷度	1313	4 低污染燃烧技术	1346
5.7 机械损失	1313	4.1 污染物生成机理	1347
6 实际循环的热力性能	1313	4.2 稀相预混燃烧 (LPC)	1347
6.1 实际简单循环	1313	4.3 浓相/淬熄/稀相燃烧 (RQL)	1348
6.2 实际回热循环	1314	4.4 稀相预混预蒸发燃烧 (LPP)	1348
6.3 复杂循环	1314	4.5 催化燃烧	1348
7 热力循环的计算方法	1315	5 燃烧室的设计、计算与试验	1349
<b>第3章 轴流压气机</b>	<b>1318</b>	5.1 燃烧室的设计	1349
1 轴流压气机的总体介绍	1318	5.2 燃烧室的计算和模化	1349
2 压气机级的工作原理	1318	5.3 燃烧室的试验	1351
2.1 基元级的概念	1318	6 几种典型的燃气轮机燃烧室	1352
2.2 基元级的气流速度三角形	1319	6.1 美国通用电器公司 (GE) 燃烧室	1352
2.3 外界通过工作叶轮对气体施加的理论功	1319	6.2 日本三菱 M701F 燃气轮机燃烧室	1353
2.4 基元级压缩过程的焓熵图	1319	6.3 德国西门子公司燃烧室	1353
2.5 基元级的效率	1320	6.4 阿尔斯通 (Alstom) 公司的 DLN 燃烧器	1354
2.6 基元级的特性参数	1320	<b>第5章 燃气透平</b>	<b>1356</b>
3 压气机叶栅的几何参数	1320	1 燃气透平的特性	1356
3.1 叶型几何参数	1321	1.1 燃气透平的基本结构示意图	1356
3.2 叶栅几何参数	1321	1.2 燃气透平的特性曲线	1356
3.3 叶栅气动参数	1322	2 燃气透平的气动热力设计	1356
3.4 各种叶型的性能	1322	2.1 燃气透平的气动热力设计方法	1356
4 轴流压气机的简化三元流动设计	1322	2.2 燃气透平叶栅的几何参数与热力设计	1357
4.1 叶片扭转规律	1322	3 燃气透平叶片的冷却	1357
4.2 准三元流理论—— $S_1$ 和 $S_2$ 流面理论	1324	3.1 叶片冷却关键技术和基本原理	1357
5 压气机级中的能量损失	1324	3.2 叶片内部带肋通道的强化传热冷却	1359
5.1 叶型损失	1324	3.3 燃气透平叶片内部射流冲击冷却与绕流柱强化传热冷却	1360
5.2 环端损失	1324	3.4 燃气透平叶片气膜冷却	1362
5.3 二次流损失	1324		



3.5 叶片复合冷却及新型冷却技术 .....	1367	举例 .....	1396
3.6 燃气透平叶片冷却的测试方法 .....	1367	4.1 我国机车燃气轮机的初步设计 .....	1396
4 透平叶片温度场计算和强度计算 .....	1368	4.2 GE 公司发展 H 型机组的设计过程 .....	1397
4.1 叶片温度场计算的基本理论 .....	1368	<b>第 8 章 燃气轮机装置</b> .....	1398
4.2 透平叶片热弹塑性和蠕变分析 .....	1369	1 总体布置 .....	1398
4.3 叶片强度分析的大型通用软件简介 .....	1370	2 燃气轮机辅助系统 .....	1399
4.4 热流固多场耦合分析展望 .....	1370	2.1 总体概况 .....	1399
<b>第 6 章 燃气轮机主要部件的结构与材料</b> .....	1371	2.2 辅机传动系统 .....	1399
1 燃气轮机的结构 .....	1371	2.3 启动系统 .....	1399
1.1 对结构的要求 .....	1371	2.4 盘车系统 .....	1401
1.2 结构类型 .....	1371	2.5 燃料系统 .....	1401
2 压气机 .....	1373	2.6 雾化空气系统 .....	1403
2.1 静子—气缸的功能和结构特点 .....	1373	2.7 注水/注汽系统 .....	1404
2.2 静叶—叶根、叶冠、进口可调导叶结构 .....	1374	2.8 水洗系统 .....	1404
2.3 转子—拉杆/焊接转子、装配、传扭方式 .....	1375	2.9 进气过滤系统 .....	1404
2.4 动叶—叶根、叶冠结构 .....	1376	2.10 消声与隔声 .....	1406
2.5 气封 .....	1377	2.11 进气系统与排气系统 .....	1407
2.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、特 殊工艺 .....	1377	2.12 冷却和密封空气系统 .....	1408
3 透平 .....	1378	2.13 冷却水系统 .....	1409
3.1 静子—气缸的功能和结构特点 .....	1378	2.14 液压油系统 .....	1409
3.2 静叶—成组、叶根、叶冠结构 .....	1379	<b>第 9 章 燃气轮机的变工况性能</b> .....	1410
3.3 转子—拉杆/焊接转子、装配、传递扭 矩方式 .....	1379	1 燃气轮机变工况概念 .....	1410
3.4 动叶—叶根、叶冠结构 .....	1380	1.1 燃气轮机变工况影响因素 .....	1410
3.5 气封—气封的形式、功能 .....	1382	1.2 研究燃气轮机变工况的目的 .....	1410
3.6 材料与涂层—选材原则、主要材料、 特殊工艺 .....	1383	1.3 燃气轮机变工况性能的计算与分析方法 .....	1410
4 压气机—透平整体转子与支承 .....	1384	2 燃气轮机变工况的计算原则 .....	1410
4.1 压气机与透平转子的连接及与外部的 连接 .....	1384	2.1 燃气轮机的平衡方程 .....	1410
4.2 转子支承—两支点与三支点轴系 .....	1385	2.2 压气机性能曲线的计算机处理 .....	1411
4.3 机组的支承与固定 .....	1386	2.3 透平冷却空气的处理——等效流量与等 效温度 .....	1411
5 轴承与轴承座 .....	1387	2.4 各类用户的负荷特性 .....	1412
5.1 径向轴承 .....	1387	2.5 燃气轮机变工况计算方法 .....	1412
5.2 推力轴承 .....	1387	2.6 压气机与透平的共同工作点确定 .....	1413
5.3 联合轴承 .....	1388	3 单轴燃气轮机的变工况 .....	1414
5.4 轴承座 .....	1388	3.1 单轴机组的性能曲线网 .....	1414
5.5 轴承密封与冷却 .....	1389	3.2 单轴机组的运行范围 .....	1415
5.6 轴承形式与轴承座材料 .....	1389	3.3 单轴机组的变工况分析 .....	1415
6 气缸窥镜检查系统 .....	1390	3.4 单轴机组变工况计算流程 .....	1416
6.1 窥镜检查原理、检查点的布置原则 .....	1390	3.5 压气机和透平不匹配时运行点的变动 和对策 .....	1416
6.2 窥镜 .....	1390	4 分轴燃气轮机的变工况 .....	1417
6.3 窥孔 .....	1390	4.1 变工况时串联透平压比再分配的规律 .....	1417
<b>第 7 章 燃气轮机的总体设计</b> .....	1392	4.2 分轴机组的性能曲线网 .....	1417
1 燃气轮机循环热平衡工程设计概念 .....	1392	4.3 分轴机组的运行范围 .....	1417
1.1 热平衡计算中冷却空气量的分级 计算法 .....	1392	4.4 分轴机组的变工况分析 .....	1418
1.2 热平衡计算中冷却空气量的当量 计算法 .....	1392	4.5 可调静叶动力透平 .....	1418
2 燃气轮机的三段设计及两段设计 .....	1394	5 大气参数对燃气轮机变工况的影响 .....	1419
3 总体设计的主要内容与工作方法 .....	1394	5.1 气候与海拔对机组工况的影响 .....	1419
3.1 总体设计与部件设计的统一 .....	1394	5.2 燃气轮机的相似工况 .....	1419
3.2 热力设计与结构设计的统一 .....	1394	5.3 相似工况的应用 .....	1420
3.3 初步设计应考虑的主要问题 .....	1394	5.4 大气参数变化时的性能 .....	1421
4 新机组设计中初步设计阶段科研安排的		6 压气机可调静叶对燃气轮机变工况的影响 .....	1421
		6.1 压气机可调静叶的原理 .....	1421
		6.2 可调进口导叶 (VIGV) .....	1421
		6.3 多列可调静叶 (VSV) .....	1422
		6.4 可调静叶与放气联用 .....	1422

6.5 用可调静叶来改善经济性	1422	热锅炉	1449
7 燃气轮机过渡工况、启动及加速	1422	2.7 典型配 9FA 型燃气轮机自然循环余热锅炉	1451
7.1 过渡工况过程	1422	3 联合循环汽轮机	1453
7.2 燃气轮机的启动与加速	1422	3.1 原理、系统和特点	1453
7.3 启动与加速时间	1423	3.2 功率和参数的选择	1454
7.4 过渡工况过程的变化特点	1423	3.3 排汽面积和末级叶片高度的选择	1455
7.5 热悬挂	1424	3.4 汽轮机的结构和布置	1456
7.6 启动机类型及选择	1424	4 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制与保护	1459
7.7 停机过程	1424	4.1 常规燃气—蒸汽联合循环机组的控制	1459
第 10 章 燃气轮机的控制与保护	1425	4.2 常规燃气—蒸汽联合循环机组的闭锁	1460
1 单轴燃气轮机控制的基本要求	1425	第 12 章 燃气轮机和联合循环机组的试验、运行与维护	1462
1.1 单轴燃气轮机单变量控制方案	1425	1 热力性能试验	1462
1.2 单轴燃气轮机的双变量控制方案	1425	1.1 试验目的	1462
1.3 燃气轮机控制系统设计要求	1425	1.2 适用标准	1462
2 单轴燃气轮机主控系统的原则方案	1426	1.3 试验条件	1463
2.1 转速控制系统	1426	1.4 仪表和测量	1465
2.2 温度控制系统	1427	1.5 试验的进行	1466
2.3 启动控制系统	1429	1.6 试验结果计算	1466
2.4 升速转加速度控制系统	1430	1.7 试验结果修正到规定的运行条件	1466
2.5 最大功率控制系统	1430	1.8 试验结果的不确定度	1467
2.6 手动控制系统	1430	2 燃气轮机的运行与维护及热端部件的寿命管理	1468
2.7 停机控制系统	1430	2.1 燃气轮机的运行	1468
2.8 减速转加速度控制系统	1431	2.2 燃气轮机的维护	1470
2.9 最小值控制系统	1431	2.3 燃气轮机热端部件的寿命管理	1471
2.10 燃料切换控制	1431	3 联合循环中余热锅炉的运行与维护	1472
2.11 主控制系统实例分析	1432	3.1 余热锅炉启动	1472
3 单轴燃气轮机的保护系统介绍	1432	3.2 运行特点和要求	1473
3.1 超速保护系统	1432	3.3 停炉	1474
3.2 超温保护系统	1433	3.4 寿命评估分析和方法	1475
3.3 燃烧监测保护系统	1433	3.5 维护	1475
3.4 热通道温度保护系统	1434	参考文献	1476
3.5 热悬挂监测	1434	第 13 篇 燃煤的燃气—蒸汽联合循环机组	1477
3.6 喘振保护	1434	第 1 章 概述	1479
3.7 振动保护系统	1434	1 我国的能源资源及其利用	1479
3.8 火焰监测系统	1434	2 我国燃煤发电技术的出路	1479
4 单轴燃气轮机的 IGV 连续控制系统	1434	第 2 章 几种典型的燃煤燃气—蒸汽联合循环方式	1480
5 单轴燃气轮机的顺序控制系统	1435	1 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC)	1480
6 分轴燃气轮机调节的特点与原则方案	1435	2 增压流化床锅炉燃气—蒸汽联合循环 (PFBC-CC)	1480
6.1 加载与减载过程	1435	2.1 技术的应用背景与典型工艺流程	1480
6.2 甩负荷过程中的超速问题	1436	2.2 我国的 15MW 的增压流化床联合循环 (PFBC-CC) 中试电站	1481
6.3 动力透平的可调喷嘴	1436	2.3 第二代 PFBC-CC 技术	1482
6.4 分轴机组的转速控制回路	1436	3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环	1483
第 11 章 常规的燃气—蒸汽联合循环机组	1438	4 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环	1483
1 联合循环机组的配置、参数的选择与热平衡	1438	5 燃煤的常压流化床燃气—蒸汽联合循环 (AFBC-CC)	1483
1.1 典型联合循环	1438	6 与燃煤机组联合运行的燃气—蒸汽联合循环	1484
1.2 联合循环机组的性能分析指标与热平衡计算	1439	6.1 排气助燃锅炉型燃气—蒸汽联合循环	1484
1.3 补燃式和无补燃式联合循环特性的比较	1440	6.2 并列动力布置型燃气—蒸汽联合循环	1484
1.4 蒸汽循环系统与燃气轮机的匹配	1441	6.3 给水加热型燃气—蒸汽联合循环	1485
2 联合循环余热锅炉	1442		
2.1 现状与发展	1442		
2.2 原理	1443		
2.3 分类	1443		
2.4 布置与性能	1444		
2.5 结构	1448		
2.6 典型配置 9E 型燃气轮机强制循环余热锅炉			



7 整体煤气化湿空气透平联合循环发电系统 (IGHAT) .....	1486	3 燃用高炉煤气的燃气轮机.....	1515
8 以合成气源为核心的多联产技术.....	1487	3.1 燃烧高炉煤气的燃气轮机的改造问题 .....	1515
<b>第3章 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环</b> .....	1490	3.2 低热值煤气燃烧室的改型设计问题 .....	1516
1 煤炭气化工工艺和设备 .....	1490	4 高炉煤气燃气—蒸汽联合循环系统.....	1519
1.1 煤炭气化工工艺基础 .....	1490	4.1 燃烧高炉煤气的 M701D 型联合循环 .....	1519
1.2 气化炉主要性能指标 .....	1491	4.2 燃烧高炉煤气的 MW-151S 型联合循环 .....	1521
1.3 IGCC 对气化工工艺的要求 .....	1492	4.3 ABB 公司的燃烧高炉煤气的联合循环 .....	1521
1.4 气化工工艺简述 .....	1492	4.4 PG6581B-L 型燃气轮机及其联合循环 .....	1523
1.5 IGCC 电站采用的典型气化工工艺和气化炉及系统 .....	1493	5 经济性与环保评估 .....	1523
2 煤气净化系统和设备 .....	1495	5.1 低热值煤气燃气轮机在钢铁厂中的应用 .....	1523
2.1 对合成煤气净化的要求和净化技术分类 .....	1495	5.2 整体煤气化联合循环装置中的低热值煤气燃气轮机 .....	1524
2.2 常温煤气脱硫和硫回收.....	1496	<b>第6章 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电</b> .....	1525
2.3 煤气除尘工艺 .....	1498	1 煤气化制氢技术 .....	1525
2.4 煤气高温净化工艺 .....	1498	1.1 CO 变换工艺 .....	1525
2.5 IGCC 电站中的煤气净化工艺和系统 .....	1499	1.2 变换气的脱碳 .....	1526
3 IGCC 中的空分工艺和系统 .....	1500	2 燃料电池技术 .....	1527
3.1 空分工艺及 IGCC 中的空分系统概述 .....	1500	2.1 燃料电池分类 .....	1527
3.2 采用气体低温分离技术的空分工艺和系统 .....	1500	2.2 燃料电池应用 .....	1530
4 IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环 .....	1501	3 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电系统 .....	1531
4.1 IGCC 中的燃气—蒸汽联合循环的特点 .....	1501	3.1 MCFC—燃气轮机联合循环 .....	1531
4.2 IGCC 中的燃气轮机 .....	1501	3.2 SOFC—燃气轮机联合循环 .....	1533
4.3 关于 IGCC 中的汽轮机和余热锅炉的几个问题 .....	1503	4 煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电经济性预测 .....	1536
5 IGCC 系统及其整体化特性 .....	1503	<b>第7章 以合成气源为核心的多联产技术</b> .....	1538
5.1 IGCC 系统 .....	1503	1 多联产能源系统的基本概念.....	1538
5.2 IGCC 系统的整体化 .....	1504	1.1 以合成气源为核心的多联产能源系统简介 .....	1538
<b>第4章 燃煤的增压流化床联合循环</b> .....	1506	1.2 多联产是整体煤气化联合循环 (IGCC) 的延续和发展 .....	1538
1 燃煤的增压流化床联合循环 (PFBC-CC) .....	1506	1.3 多联产是综合解决我国能源挑战的重要途径 .....	1538
2 增压流化床锅炉 (PFBB) .....	1506	2 一般性多联产化工系统 .....	1539
2.1 增压流化床锅炉设计的思考.....	1506	3 甲醇—电力多联产系统 .....	1539
2.2 PFB 锅炉的负荷调节 .....	1507	3.1 甲醇合成技术的发展 .....	1539
3 增压流化床脱硫 .....	1507	3.2 多联产中的煤气合成甲醇系统.....	1541
3.1 脱硫剂的煅烧反应 .....	1507	3.3 煤气化电力—甲醇多联产系统配置方案 .....	1542
3.2 脱硫剂的硫 (酸盐) 化反应.....	1507	3.4 多联产系统变工况问题讨论.....	1543
4 PFBC-CC 的加料系统及灰渣排放系统.....	1508	4 CO <sub>2</sub> 的回收 .....	1547
4.1 给料装置 .....	1508	4.1 CO <sub>2</sub> 分离回收方法的选择.....	1547
4.2 排灰渣装置 .....	1508	4.2 目前电厂回收 CO <sub>2</sub> 的途径 .....	1547
5 烟气净化装置 .....	1509	4.3 多联产中 CO <sub>2</sub> 的回收 .....	1547
5.1 工艺要求 .....	1509	5 经济性与环保评估 .....	1548
5.2 旋风式高温除尘器 .....	1509	5.1 经济评价方法 .....	1548
5.3 高温移动床颗粒层过滤器.....	1509	5.2 环境分析 .....	1549
5.4 高温陶瓷管式过滤器 .....	1509	参考文献.....	1550
6 适用于 PFBC-CC 系统的燃气轮机 .....	1509	<b>第14篇 内燃机电站</b> .....	1551
6.1 PFBC-CC 系统应用的燃气透平工作条件 .....	1509	<b>第1章 概述</b> .....	1553
6.2 燃气透平的磨蚀 .....	1509	1 内燃机电站的种类及特点.....	1553
6.3 腐蚀作用 .....	1510	2 我国内燃机电站的发展历程.....	1553
6.4 叶片采用涂层和包覆防止腐蚀、磨损 .....	1511	3 国内外技术现状及趋势 .....	1553
6.5 燃气轮机的调控要求 .....	1511	4 标准化工作 .....	1553
7 应用实例 .....	1511	<b>第2章 内燃机电站特征的确定</b> .....	1554
8 工业应用前景 .....	1513		
<b>第5章 燃用低热值煤气的燃气—蒸汽联合循环</b> .....	1515		
1 气体燃料按热值的分类 .....	1515		
2 国内外燃用低热值煤气燃气轮机的发展概况 .....	1515		



1 设计开发目标 .....	1554	7.2 机组底盘附件的设置 .....	1571
2 使用要求的确定 .....	1554	7.3 机组底盘的设计步骤 .....	1571
3 设计输入的确定 .....	1554	8 电站舱体及安装 .....	1571
4 设计输入指标的测量要求 .....	1557	8.1 舱体设计应考虑的主要因素 .....	1571
4.1 一般要求 .....	1557	8.2 舱体结构形式与设计要点 .....	1571
4.2 ISO标准功能试验 .....	1557	8.3 舱体造型设计 .....	1572
4.3 验收试验 .....	1557	8.4 舱体与运载体的连接 .....	1572
5 关于引用标准 .....	1557	8.5 舱体门、孔口结构设计 .....	1572
6 方案设计 .....	1558	8.6 舱体基础件选型和设计要求 .....	1572
6.1 基本要求 .....	1558	9 运载体 .....	1572
6.2 总体方案设计的一般内容 .....	1558	9.1 运载体选型设计应考虑的主要因素 .....	1572
6.3 主要构成和配套 .....	1558	9.2 底盘车架改装要点和要求 .....	1572
6.4 总体布置应考虑的主要因素 .....	1558	9.3 安装件及附加装置(挡泥板、备胎、侧防护、 后防护) .....	1573
6.5 可靠性评价和预测 .....	1558	9.4 电气装备改制 .....	1573
6.6 影响电站可靠性的一些因素 .....	1559	<b>第4章 内燃机电站的使用与维护</b> .....	1574
6.7 维护和维修性 .....	1559	1 使用方法和要求 .....	1574
6.8 安全性 .....	1559	1.1 安全要求 .....	1574
6.9 关键特性和重要特性分析 .....	1560	1.2 运行前的准备要求 .....	1574
6.10 集成优化 .....	1560	1.3 启动和停机要求 .....	1574
6.11 品质设计 .....	1560	1.4 运行要求 .....	1574
6.12 价值分析 .....	1560	1.5 故障原因及排除方法 .....	1575
7 工程设计(或称施工设计) .....	1560	2 电站定期维护保养 .....	1577
<b>第3章 内燃机电站主要构成的选型和设计方法</b> .....	1562	参考文献 .....	1578
1 内燃机 .....	1562	<b>第15篇 电站环保技术</b> .....	1579
1.1 选用内燃机应考虑的因素 .....	1562	<b>第1章 概述</b> .....	1581
1.2 电站使用地点的环境条件 .....	1563	1 我国火力发电厂的环境保护 .....	1581
1.3 现场条件与标定条件 .....	1563	1.1 火力发电厂污染现状 .....	1581
1.4 电站用内燃机的功率标定 .....	1563	1.2 环保设备及其发展前景 .....	1582
1.5 内燃机功率数值的确定 .....	1563	1.3 我国火电厂脱硫、脱硝和除尘技术进展 .....	1582
2 发电机 .....	1563	2 火力发电厂污染物排放标准 .....	1583
2.1 发电机选型需考虑的主要因素 .....	1563	2.1 国外主要发达国家火电厂污染物排放标 准综述 .....	1583
2.2 发电机选型要求 .....	1564	2.2 我国环保政策与电力行业环保法规 .....	1585
2.3 发电机选型设计方法 .....	1564	2.3 我国火力发电厂污染物排放标准 .....	1586
3 电气控制系统 .....	1565	3 电厂环保技术的展望 .....	1587
3.1 控制系统在电站设计中需考虑的主要 因素 .....	1565	3.1 超细微颗粒物捕集技术 .....	1587
3.2 控制系统设计要求 .....	1565	3.2 重金属 .....	1587
3.3 控制系统设计 .....	1566	3.3 持久性有机污染物的排放控制 .....	1587
4 调速器 .....	1569	3.4 二氧化碳(CO <sub>2</sub> )分离与封存技术 .....	1588
4.1 调速器特性 .....	1569	<b>第2章 烟气排放与监测</b> .....	1589
4.2 调速器类型 .....	1569	1 烟气物性参数的测量 .....	1589
4.3 调速器的应用 .....	1569	1.1 温度 .....	1589
4.4 机械调速器 .....	1569	1.2 压力 .....	1589
4.5 电子调速器 .....	1569	1.3 流量 .....	1589
4.6 转速传感器安装与调整 .....	1570	1.4 流速 .....	1589
5 消声器 .....	1570	1.5 烟尘浓度 .....	1589
5.1 消声器设计的基本要求 .....	1570	2 常规烟气成分的监测与分析 .....	1589
5.2 内燃机排气噪声的频谱特性 .....	1570	2.1 一氧化碳 .....	1589
5.3 常用消声器的分类和结构形式 .....	1570	2.2 二氧化碳 .....	1589
5.4 消声器的设计步骤 .....	1570	2.3 氧气 .....	1589
5.5 消声器设计验证应考虑的主要因素 .....	1570	2.4 氮氧化物 .....	1590
6 联轴器 .....	1570	2.5 二氧化硫 .....	1590
6.1 常用联轴器的结构形式 .....	1570	3 烟气中特殊无机成分的监测与分析 .....	1591
6.2 联轴器的选型 .....	1571	3.1 氯化氢的监测与分析 .....	1591
7 发电机组底盘 .....	1571		
7.1 机组底盘设计主要考虑的因素 .....	1571		

3.2 氯气的监测与分析 .....	1591	1.2 国内外脱硫技术应用现状 .....	1624
3.3 重金属污染物的监测 .....	1591	1.3 FGD 技术分类 .....	1625
4 微量和痕量有机污染物的监测与分析 .....	1592	1.4 我国 FGD 技术与装备发展中存在的问题 .....	1625
4.1 多环芳烃的监测与分析 .....	1592	2 火电厂干法/半干法 FGD 技术 .....	1625
4.2 二噁英的监测与分析 .....	1593	2.1 炉内喷钙尾部增湿活化法 .....	1625
5 烟气参数的连续在线监测技术 .....	1594	2.2 喷雾干燥法 .....	1627
5.1 CEMS 的分类 .....	1594	2.3 循环流化床干法/半干法 FGD 技术 .....	1628
5.2 烟尘颗粒物连续监测技术 .....	1595	3 火电厂石灰石—石膏湿法 FGD 技术 .....	1631
5.3 气态污染物连续监测技术 .....	1596	3.1 工艺原理及工艺流程 .....	1631
5.4 烟气流速监测技术 .....	1598	3.2 脱硫性能主要影响因素 .....	1631
<b>第 3 章 除尘器</b> .....	1599	3.3 运行关键参数控制 .....	1631
1 除尘器的分类与我国除尘技术的发展及现状 .....	1599	3.4 吸收剂的选择 .....	1631
1.1 粉尘来源及危害 .....	1599	3.5 关键子系统及设备 .....	1632
1.2 除尘器的分类 .....	1599	3.6 腐蚀性环境及防腐措施 .....	1634
1.3 各种除尘器性能比较 .....	1600	3.7 脱硫石膏的综合利用问题 .....	1635
1.4 我国火电厂除尘技术的应用和现状 .....	1600	3.8 工程实例 .....	1635
2 电除尘器 .....	1600	3.9 运行中的主要问题与预防措施 .....	1636
2.1 静电除尘原理 .....	1600	4 火电厂其他湿法 FGD 技术 .....	1636
2.2 电除尘器分类和特点 .....	1601	4.1 海水 FGD 技术 .....	1636
2.3 电除尘效率影响因素 .....	1601	4.2 氨法脱硫技术 .....	1637
2.4 电除尘器设计与选用 .....	1601	4.3 双碱法 FGD 技术 .....	1638
2.5 电除尘器运行关键参数控制 .....	1604	4.4 镁法 FGD 技术 .....	1638
2.6 运行中主要问题与预防措施 .....	1604	5 烟气同时脱硫脱硝技术 .....	1638
3 袋式除尘器 .....	1604	5.1 固相吸收/再生 FGD 脱硝技术 .....	1638
3.1 袋式除尘原理及适用范围 .....	1604	5.2 气/固催化同时脱硫脱硝技术 .....	1639
3.2 袋式除尘器分类和特点 .....	1604	5.3 高能电子活化氧化法 .....	1640
3.3 袋式除尘器滤料选择 .....	1605	<b>第 6 章 火电厂烟气脱硝技术</b> .....	1642
3.4 袋式除尘器的选型与计算 .....	1606	1 煤燃烧过程中 NO <sub>x</sub> 的生成与控制 .....	1642
3.5 袋式除尘器运行关键参数控制 .....	1607	1.1 NO <sub>x</sub> 的生成和还原 .....	1642
3.6 运行中的主要问题与预防措施 .....	1607	1.2 各种燃烧参数对 NO <sub>x</sub> 排放的影响 .....	1642
4 其他除尘器 .....	1607	1.3 降低 NO <sub>x</sub> 的措施 .....	1643
4.1 机械力式除尘器 .....	1607	2 改变锅炉炉内燃烧工况的脱硝法 .....	1643
4.2 湿式除尘器 .....	1608	2.1 低 NO <sub>x</sub> 燃烧器 .....	1643
5 除尘技术发展趋势 .....	1609	2.2 降低 NO <sub>x</sub> 排放的分级送风 .....	1644
5.1 超细微颗粒物捕集技术 .....	1609	2.3 锅炉燃烧优化法降低 NO <sub>x</sub> 排放 .....	1645
5.2 高温陶瓷除尘器 .....	1609	2.4 利用燃料分级方法降低 NO <sub>x</sub> 排放 .....	1646
5.3 复合型除尘技术 .....	1610	3 烟气脱硝技术 .....	1649
<b>第 4 章 固体废弃物的处理</b> .....	1612	3.1 烟气脱硝技术的分类 .....	1649
1 固体废弃物的定义 .....	1612	3.2 选择性催化还原 (SCR) 脱硝技术 .....	1649
2 生活垃圾的焚烧处理 .....	1612	3.3 选择性非催化还原 (SNCR) 烟气脱硝技术 .....	1652
2.1 城市生活垃圾的特点、危害及其处理现状 .....	1612	3.4 SNCR/SCR 联合脱硝技术 .....	1655
2.2 城市生活垃圾焚烧技术发展简况 .....	1613	3.5 三种主流的烟气脱硝工艺的比较 .....	1655
2.3 城市生活垃圾焚烧技术介绍 .....	1614	参考文献 .....	1656
3 生物质能的焚烧处理 .....	1617	<b>第 16 篇 火力发电厂运行</b> .....	1657
3.1 生物质能发电的优点 .....	1617	<b>第 1 章 概述</b> .....	1659
3.2 生物质能转化利用技术简介 .....	1617	1 任务和范围 .....	1659
3.3 生物质能发电技术的比较 .....	1618	2 火电技术发展特点 .....	1659
4 污泥的焚烧处理 .....	1619	2.1 大容量、高参数火电技术 .....	1659
4.1 污泥特性 .....	1619	2.2 空冷技术 .....	1659
4.2 污泥的处置方法 .....	1620	2.3 电站材料科学技术 .....	1659
4.3 污泥处理 .....	1621	2.4 设备维修技术 .....	1660
4.4 污泥焚烧的处理工艺 .....	1622	2.5 节能降耗技术 .....	1660
<b>第 5 章 火电厂烟气脱硫技术</b> .....	1624	2.6 自动控制技术 .....	1660
1 脱硫技术的现状与分类 .....	1624	2.7 环境保护技术 .....	1661
1.1 SO <sub>2</sub> 的危害 .....	1624		



<b>第2章 火电机组启动调试</b> .....	1662	9.7 发电机断水 .....	1696
1 分系统调试阶段主要试验 .....	1662	10 启动调试新技术及应用 .....	1696
1.1 冷态空气动力场试验 .....	1662	10.1 降压蒸汽吹扫在超(超)临界直流炉	
1.2 蒸汽严密性试验 .....	1663	上的应用 .....	1696
1.3 安全阀整定 .....	1663	10.2 炉前系统汽侧的化学清洗 .....	1697
1.4 备用电源自投运试验 .....	1664	10.3 机组带负荷安全阀整定 .....	1698
1.5 发电机风压(严密性)试验 .....	1665	10.4 一键并网技术 .....	1699
2 启动调整试验 .....	1665	<b>第3章 机组性能试验</b> .....	1700
2.1 汽门严密性试验 .....	1665	1 汽轮机热力性能试验 .....	1700
2.2 超速试验 .....	1665	1.1 试验规程及其适用性 .....	1700
2.3 汽门活动试验 .....	1665	1.2 试验测点布置 .....	1701
2.4 甩负荷试验 .....	1666	1.3 测量仪表 .....	1702
2.5 真空严密性试验 .....	1667	1.4 试验结果及修正 .....	1703
2.6 发电机短路特性试验 .....	1667	1.5 振动及噪声测量 .....	1705
2.7 发电机空载特性试验 .....	1668	2 锅炉性能试验 .....	1706
2.8 励磁系统空载特性试验 .....	1668	2.1 试验规程及其方法 .....	1706
2.9 发电机同期系统定相、假并列试验 .....	1670	2.2 试验测点布置及安装 .....	1706
2.10 厂用电源带负荷切换试验 .....	1670	2.3 试验测量仪表 .....	1707
2.11 发电机带负荷试验 .....	1670	2.4 试验项目及实施 .....	1708
2.12 励磁系统带负荷试验 .....	1671	3 发电机性能试验 .....	1710
2.13 负荷变动试验 .....	1671	3.1 发电机效率试验 .....	1710
2.14 机组RB试验 .....	1672	3.2 发电机温升试验 .....	1711
3 机组启动 .....	1673	3.3 发电机氢气系统严密性试验 .....	1711
3.1 汽轮机启动 .....	1673	3.4 发电机进相运行试验 .....	1711
3.2 锅炉启动 .....	1675	4 脱硫装置性能试验 .....	1712
3.3 发电机启动及并网 .....	1679	4.1 试验规程 .....	1712
3.4 机组整套启动试运 .....	1680	4.2 试验内容 .....	1712
4 600MW超临界机组启动 .....	1682	4.3 试验测点布置 .....	1712
4.1 汽轮机启动 .....	1682	4.4 试验方法 .....	1712
4.2 锅炉启动 .....	1684	5 电除尘器性能试验 .....	1713
5 1000MW超超临界机组启动 .....	1686	5.1 试验标准 .....	1713
5.1 汽轮机启动 .....	1686	5.2 试验项目 .....	1713
5.2 锅炉启动 .....	1687	5.3 试验测点布置 .....	1713
6 300MW循环流化床锅炉启动 .....	1688	5.4 测量及计算方法 .....	1714
6.1 冷态试验 .....	1688	6 脱硝装置性能试验 .....	1715
6.2 冷态启动 .....	1689	6.1 试验规程 .....	1715
6.3 热态启动 .....	1690	6.2 试验内容 .....	1715
6.4 启动程序 .....	1690	6.3 试验测点布置 .....	1716
6.5 运行调整 .....	1690	6.4 测量项目及方法 .....	1716
6.6 正常停炉 .....	1691	6.5 测量仪表及试验要求 .....	1716
7 直接空冷系统运行 .....	1691	<b>第4章 安全生产运行</b> .....	1717
7.1 空冷系统简介 .....	1691	1 安全生产管理 .....	1717
7.2 直接空冷系统的热态冲洗 .....	1691	1.1 建立健全安全责任制 .....	1717
7.3 直接空冷系统的冬季防冻 .....	1692	1.2 安全规章制度 .....	1717
7.4 直接空冷机组真空严密性 .....	1692	2 事故及其预防 .....	1718
8 机组运行方式 .....	1692	2.1 事故原因 .....	1718
8.1 运行方式分类 .....	1692	2.2 事故预防 .....	1718
8.2 定压、变压运行 .....	1693	3 生产设备的安全性评价 .....	1719
8.3 调峰运行 .....	1693	3.1 锅炉设备安全性评价 .....	1719
9 调试过程中遇到的问题及处理 .....	1694	3.2 汽轮机设备安全性评价 .....	1720
9.1 过热蒸汽温度、再热蒸汽温度突降 .....	1694	3.3 四大管道和压力容器的安全性评价 .....	1720
9.2 锅炉冲管临时设施的损坏 .....	1694	3.4 电气设备安全性评价 .....	1720
9.3 给水泵振动 .....	1694	3.5 电站化学设备安全性评价 .....	1721
9.4 汽轮机逆功率运行 .....	1695	3.6 热工设备安全性评价 .....	1721
9.5 氢系统着火 .....	1695	4 机组和部件的寿命评估与寿命管理 .....	1722
9.6 厂用电中断 .....	1696	4.1 机组和部件寿命评估的概念和意义 .....	1722

4.2 部件寿命评估程序和分级	1722	2.11 空气预热器漏风率	1763
4.3 金属部件主要损伤机理	1723	2.12 负荷	1763
4.4 金属部件寿命评估的必须要素	1724	3 机组优化运行调整	1763
4.5 部件寿命评估方法	1724	3.1 锅炉燃烧优化调整	1763
4.6 寿命评估技术的新进展	1727	3.2 制粉系统优化调整	1764
4.7 机组的寿命管理	1728	3.3 蒸汽吹灰优化控制	1765
<b>第5章 火电厂运行故障预防处理及重大事故</b>		3.4 汽轮机组运行方式优化	1766
预防	1730	3.5 冷端系统优化	1766
1 锅炉及辅助设备运行故障预防处理	1730	3.6 负荷优化分配	1767
1.1 四管泄漏	1730	4 经济性运行管理	1768
1.2 过热器与再热器超温	1731	4.1 运行管理	1768
1.3 锅炉缺水和满水	1732	4.2 燃料管理	1769
1.4 锅炉结渣及沾污	1733	4.3 节能管理	1770
1.5 氧化皮脱落	1735	4.4 节电管理	1771
1.6 水冷壁高温腐蚀	1736	4.5 节水管理	1772
1.7 过热器管外高温腐蚀	1738	4.6 能量平衡试验	1773
1.8 尾部受热面磨损及低温腐蚀	1738	4.7 水平衡试验	1774
2 汽轮机及辅助设备运行故障预防处理	1740	5 火力发电厂烟分析方法及应用	1775
2.1 汽轮机超速及轴系断裂	1740	5.1 烟参数	1775
2.2 汽轮机水冲击	1740	5.2 稳定流动系统工质的烟	1775
2.3 汽轮机转子弯曲及直轴处理	1741	5.3 燃料的化学烟	1775
2.4 轴系振动	1742	5.4 动力循环	1776
2.5 汽轮机轴瓦损坏	1746	5.5 能量系统的烟效率	1776
2.6 叶片故障	1747	5.6 能量系统烟分析方法的实际应用举例	1776
3 发电机及电气设备运行故障预防处理	1748	<b>第7章 火力发电厂技术监督</b>	1778
3.1 定子相间短路	1748	1 金属技术监督	1778
3.2 转子绕组匝间短路	1748	1.1 金属技术监督的任务	1778
3.3 发电机定子绕组过热	1749	1.2 金属技术监督的范围	1778
3.4 发电机端部绕组放电	1750	1.3 金属技术监督的项目和方法	1778
3.5 发电机非同期并网	1750	1.4 金属技术监督的重点工作	1779
3.6 发电机端部绕组振动损坏	1750	2 化学技术监督	1779
3.7 励磁系统故障	1751	2.1 化学技术监督的任务	1779
3.8 变压器故障	1751	2.2 化学技术监督的范围	1779
4 重大事故案例分析及预防	1752	2.3 化学技术监督的主要工作内容	1779
4.1 轴系断裂	1752	2.4 化学技术监督的主要指标	1780
4.2 炉膛爆炸	1752	3 绝缘技术监督	1781
4.3 制粉系统爆炸	1754	3.1 电气设备的绝缘	1781
4.4 发电机氢爆	1754	3.2 绝缘技术监督的主要任务	1781
4.5 除氧器泄漏	1755	3.3 绝缘技术监督主要考核指标	1782
<b>第6章 火力发电厂经济运行</b>	1757	3.4 绝缘技术监督的基本制度	1782
1 运行技术经济指标	1757	3.5 绝缘技术监督的基础数据和资料	1782
1.1 锅炉技术经济指标	1757	4 热工技术监督	1782
1.2 汽轮机技术经济指标	1757	4.1 热工技术监督的主要任务	1782
1.3 辅助设备技术经济指标	1758	4.2 热工技术监督的范围	1782
1.4 全厂综合技术经济指标	1759	4.3 热工技术监督的主要指标	1782
2 影响运行经济性因素	1759	4.4 热工技术监督的重点工作	1783
2.1 主蒸汽参数	1759	5 环保技术监督	1783
2.2 冷端参数	1760	5.1 环保技术监督的范围	1783
2.3 给水温度	1760	5.2 环保技术监督的主要任务	1784
2.4 加热器端差	1761	5.3 环保技术监督的主要工作内容	1784
2.5 系统泄漏	1761	5.4 环保技术监督的主要指标及污染物监测	1784
2.6 减温水量	1761	5.5 环保技术监督范围的延伸	1785
2.7 排烟温度	1762	6 火电厂节能技术监督	1785
2.8 煤粉细度	1762	6.1 节能技术监督的任务	1785
2.9 灰渣可燃物含量	1762	6.2 节能技术监督的主要工作内容	1785
2.10 炉膛出口过量空气系数	1762	6.3 节能技术监督的主要技术指标	1785



7 继电保护技术监督 .....	1786	7.2 吸收塔系统控制 .....	1802
7.1 继电保护技术监督的范围和内容 .....	1786	7.3 石灰石浆液制备系统控制 .....	1803
7.2 继电保护技术监督的重点工作 .....	1787	7.4 工艺水系统控制 .....	1803
7.3 继电保护的主要监督指标 .....	1787	7.5 FGD 的保护 .....	1803
8 电能质量技术监督 .....	1787	8 现场总线控制系统 (FCS) 的应用 .....	1803
8.1 电能质量技术监督的范围及内容 .....	1787	8.1 现场总线技术及国际标准 .....	1803
8.2 主要监督指标 .....	1787	8.2 现场总线控制系统 (FCS) .....	1804
8.3 电压质量与无功电力技术监督重点要求 .....	1787	8.3 FF (Foundation Fieldbus) 现场总线 .....	1804
8.4 频率质量技术监督重点要求 .....	1788	8.4 Profibus (Process Fieldbus) 现场总线 .....	1804
8.5 谐波质量技术监督重点要求 .....	1788	8.5 现场总线控制系统在火电厂的应用 .....	1805
8.6 电压波动和闪变、三相不平衡技术监督的重 点要求 .....	1788	<b>第 9 章 火力发电厂设备检修与维护</b> .....	1807
9 电测技术监督 .....	1788	1 机组停、备用保护 .....	1807
9.1 电测技术监督的任务 .....	1788	1.1 机组停、备用保护的必要性 .....	1807
9.2 电测技术监督的范围 .....	1788	1.2 机组停、备用保护方法的分类和选择原则 .....	1807
9.3 电测技术监督的主要工作内容 .....	1788	1.3 机组几种常用停、备用保护方法 .....	1807
9.4 电测技术监督指标 .....	1789	2 点检定修 .....	1809
10 技术监督的过程优化 .....	1789	2.1 点检定修的主要形式 .....	1809
10.1 组织机构 .....	1789	2.2 点检定修的范围 .....	1809
10.2 组织目标 .....	1789	2.3 点检定修的主要指标 .....	1809
10.3 监督项目实施过程的控制 .....	1789	2.4 点检定修的重点工作 .....	1809
10.4 监督结果及监督的持续改进 .....	1789	3 设备状态监测 .....	1809
<b>第 8 章 火力发电厂运行自动控制</b> .....	1790	3.1 离线状态监测 .....	1809
1 重要保护系统的运行 .....	1790	3.2 在线状态监测 .....	1810
1.1 泄漏试验及炉膛吹扫 .....	1790	3.3 状态监测系统 .....	1810
1.2 总燃料跳闸 (MFT) 及燃油切断 (OFT) .....	1790	4 优化检修 .....	1810
1.3 防止锅炉炉膛内爆的控制 .....	1791	4.1 优化检修的意义 .....	1810
1.4 汽轮机监测保护系统的运行和维护 .....	1791	4.2 设备评估技术 .....	1810
2 重要开关量顺序控制系统的运行 .....	1792	4.3 计算机检修管理系统 .....	1812
2.1 汽轮机自动启动控制 (ATC) .....	1792	4.4 检修周期预测 .....	1812
2.2 全厂辅网集中监控系统的运行 .....	1792	<b>第 10 章 火力发电厂综合节能、节水技术</b> .....	1813
3 重要模拟量闭环控制系统的运行 .....	1793	1 热力系统节能 .....	1813
3.1 主蒸汽温度及再热蒸汽温度的控制 .....	1793	1.1 系统内、外漏损失 .....	1813
3.2 汽包锅炉的全程给水自动控制 .....	1794	1.2 疏水及旁路优化布置 .....	1813
3.3 锅炉燃烧率控制 .....	1795	1.3 轴封漏汽合理利用 .....	1813
3.4 机炉协调控制的改进及自动发电控制 (AGC) .....	1795	2 变频调速 .....	1813
3.5 新型控制策略 .....	1796	2.1 风机变频调速 .....	1813
4 超临界和超超临界机组自动控制系统的运行 .....	1797	2.2 凝结水泵变频调速 .....	1815
4.1 自动控制系统的优点 .....	1797	2.3 选用变频调速器应注意的问题 .....	1816
4.2 分离器水位控制 .....	1797	3 电站风机节能 .....	1816
4.3 煤水比控制 .....	1798	3.1 风机选型原则 .....	1816
4.4 中间点温度控制 .....	1798	3.2 调节方式 .....	1816
5 循环流化床锅炉 (CFB) 自动控制系统的运行 .....	1799	3.3 风机改造 .....	1816
5.1 床温控制 .....	1799	3.4 管道布置改造 .....	1817
5.2 床压控制 .....	1800	3.5 提高电站风机运行的安全可靠性的 .....	1817
5.3 燃烧控制 .....	1800	4 水泵节能 .....	1818
5.4 (CFB) 脱硫控制 .....	1800	4.1 参数选择 .....	1818
6 燃气—蒸汽联合循环发电机组自动控制 系统的运行 .....	1801	4.2 结构形式 .....	1818
6.1 联合循环的控制策略 .....	1801	4.3 运行与调节方式 .....	1818
6.2 燃气轮机和所属辅机控制 .....	1801	5 等离子体点火技术 .....	1819
6.3 联合循环电站控制用 DCIS 系统示例 .....	1801	5.1 等离子点火原理 .....	1819
7 烟气脱硫自动控制系统的运行 .....	1801	5.2 等离子点火系统组成 .....	1820
7.1 烟气系统控制 .....	1801	5.3 等离子点火系统适应范围 .....	1820
		5.4 等离子点火系统启动与运行 .....	1820
		6 少油点火助燃技术 .....	1820
		6.1 早期的少油点火燃烧器 .....	1821
		6.2 微油点火燃烧器 .....	1821

6.3 双强少油点火技术 ..... 1821

7 废水综合利用 ..... 1822

7.1 低含盐量废水的处理回用..... 1822

7.2 高含盐量废水的处理回用..... 1822

7.3 生活污水处理回用 ..... 1823

7.4 高悬浮物废水的处理回用..... 1824

8 城市二级处理水的再生利用..... 1824

8.1 城市二级处理水的水质标准..... 1824

8.2 深度处理工艺及重点去除的杂质 ..... 1824

8.3 回用过程中出现的问题及解决措施 ..... 1824

9 煤矿疏干水回用 ..... 1824

9.1 煤矿疏干水的水质特点..... 1824

9.2 回用处理工艺 ..... 1825

9.3 回用处理系统的运行 ..... 1825

10 锅炉干排渣 ..... 1825

10.1 干排渣系统原理 ..... 1825

10.2 干排渣系统的特点 ..... 1825

10.3 干排渣系统的运行要求 ..... 1825

10.4 干排渣系统的主要控制与经济指标 ..... 1826

**第 11 章 火力发电厂管理信息系统**..... 1827

1 生产管理信息系统 (MIS) ..... 1827

1.1 网络通信平台 ..... 1827

1.2 生产管理信息系统构成..... 1827

2 火电厂厂级监控信息系统 (SIS) ..... 1829

2.1 监控信息系统 (SIS) 平台 ..... 1829

2.2 监控信息系统 (SIS) 功能 ..... 1831

参考文献..... 1833

本卷后记..... 1835



# 第1篇 概 论

主编单位：中国电力工程顾问集团公司

主 编：汤蕴林

编写人员：汤蕴林（中国电力工程顾问集团公司）

周以国（中国电力工程顾问集团西北电力设计院）

马绍君（北京国电华北电力工程有限公司）





# 第 1 章 我国的电力工业现状

## 1 我国电力工业发展

### 1.1 2001~2005 年电力生产概述

2000 年以来,随着我国经济进入新的平稳快速发展期,电力工业的进步也突飞猛进。在 2001~2005 年的“十五”期间,国内生产总值年平均增长 9.5%。由于单位产值耗电大的原材料、化工、机械工业等的拉动,使发电量由 14 780 亿 kWh 高速增长到 24 747 亿 kWh,年均增长 12.8%,电力弹性系数高达 1.35,显著超过“十五”计划预测值。同期发电装机容量由 338 487MW 增至 503 460MW,年均增长 9.57%。2001~2005 年电力工业发展情况见表 1.1-1。

表 1.1-1 2001~2005 年电力工业发展情况

年 份	2001 年	2002 年	2003 年	2004 年	2005 年	2001~2005 年 平均值
国内生产总值 增长率(%)	8.3	9.1	10.0	10.1	9.9	9.5
发电量(亿 kWh)	14 839	16 541	19 052.1	21870	24 747	
其中:火电占(%)	81.7	81.74	82.88	82.64	81.55	
发电量增长率(%)	8.43	11.47	15.18	14.8	13.2	12.8
发电装机容量(GW)	338.487	356.5	391.408	440.700	508.41	
其中:火电占(%)	74.75	74.47	74.03	73.72	75.56	
发电装机容量增长 率(%)	6.0	5.34	9.77	12.59	14.24	9.57
电力弹性系数	1.02	1.26	1.52	1.47	1.33	1.35
发电标准煤耗 (g/kWh)	357	356	355	353	350	
发电用煤量(万 t)	64 920	72 205	84 090	95 700	105 950	

注 原煤发热量按 19 540kJ/kg 计。

由此可见,我国燃煤电厂发电量占总量 80%以上,而发电标准煤耗每年下降很少,发电用煤量几乎与发电量同步增长。必须采取有力措施,关停煤耗高的中小机组,建设大型高效机组,以大幅降低煤耗率,提高煤的利用效率。

### 1.2 2010~2020 年需电量预测

党的十六大报告提出 2001~2020 年的 20 年内,国内生产总值翻两番的目标。“十一五”规划纲要提出到 2010 年国内生产总值年均增长 7.5%,实现人均国内生产总值比 2000 年翻一番,这是电力增长预测的基本条件。

2006~2020 年产业结构将有较大调整,资源利用效率将显著提高。“十一五”规划纲要提出单位国内生产总值能源消耗降低 20%左右,因此,电力弹性系数较“十五”将有较大幅度下降。

2010~2020 年发电量的预测见表 1.1-2。对于 2010 年和 2020 年的需电量,有多种预测结果,这里提供的预测表

是业内专家意见比较一致的。表 1.1-2 中按 2011~2020 年发电量增长率为 5.5%。如 2011~2020 年国内生产总值翻一番,则相应的电力弹性系数将降到 0.7 左右。

表 1.1-2 2010~2020 年发电量的预测

项目	发电量 (亿 kWh)				年均增长率 (%)			
年份	2001 年 (实际)	2005 年 (实际)	2010 年	2020 年	2001~ 2005 年	2006~ 2010 年	2011~ 2020 年	2001~ 2020 年
全国	14 839	24 747	36 400	56 400	12.8	8.6	5.5	7.3

### 1.3 2010 年及 2020 年发电装机容量预测

根据科学发展观和建设和谐社会的要求,我国电力工业发展方针主要是:提高能源利用效率,保护生态环境,节水节地,加强电网建设。具体要点是:大力发展水电,优化发展煤电,推进核电建设,适度发展天然气发电,加快新能源发电,促进装备工业发展,深化电力工业体制改革,实现电力、经济、社会、环境统筹协调发展。

由于我国一次能源以煤为主,在 2020 年以前,燃煤机组装机容量仍将占电力装机总装机容量的 70%左右,燃煤发电是我国新增电源的主要部分。各种电源的装机容量预测见表 1.1-3。

表 1.1-3 各种电源的装机容量预测

年 份	2001 年 (实际)	2005 年 (实际)	2010 年	2020 年
装机总容量(MW)	338 487	508 410	860 000	1 340 000
其中:水电(MW/%)	83 006/ 24.5	116 520/ 22.92	196 940/ 22.9	300000/ 22.3
煤电(MW/%)	253 012/ 74.75	384 130/ 75.56	610 600/ 71.0	878200/ 65.5
天然气发电(MW/%)	包括在 煤电内	包括在 煤电内	36 120/ 4.2	60 000/ 4.4
核电(MW/%)	2268/0.67	7014/1.38	10 840/1.2	40 000/3.0
其他(MW/%)	201/0.06	746/0.14	5500/0.6	61 800/4.6
发电量(亿 kWh)	14 839	24 747	37 640	60 700
其中:水电(亿 kWh/%)	2611/ 17.60	4010/ 16.20	6250/ 16.6	10000/ 16.4
煤电(亿 kWh/%)	12 045/ 81.17	20 180/ 81.55	28 800/ 76.5	43300/ 71.3
天然气发电(亿 kWh/%)	在煤电中	在煤电中	1310/3.4	2600/4.2
核电(亿 kWh/%)	175/1.18	523/2.11	780/2.0	3000/4.9
其他(亿 kWh/%)	8/0.05	34/0.14	500/1.3	1800/2.9

2010 年全国人口约 13.4 亿,按表 1.1-3 计算,人均发电量 2809kWh,人均装机容量 0.64kW,只与 2000 年世界

人均水平(发电量为 2540kWh, 装机容量为 0.575kW)相当, 而与发达国家仍有较大差距。2020 年我国装机总量上将超过美国 2001 年水平(发电量为 37 600kWh, 装机容量为 910 000MW), 也超过美国 2020 年预测水平(装机容量为 55 000 亿 kWh, 装机容量为 1 340 000MW), 但人均发电量及装机容量只有美国的 22%, 差距仍然很大。

## 2 能源利用

### 2.1 我国能源资源概况

#### 2.1.1 煤炭资源

煤炭资源是我国最重要的能源资源。根据地质部门的普查和勘探, 我国国土含煤面积达 55 万 km<sup>2</sup>, 煤炭资源地质总储量为 55.7 万亿 t, 其中垂深在 1000m 以浅的煤炭地质储量为 2.6 万亿 t。现有煤炭探明保有储量约 1.2 万亿 t, 仅次于俄罗斯的 2.5 万亿 t 和美国的 1.5 万亿 t, 占世界第三位。

#### 2.1.2 石油资源

根据 2000 年底油气资源评价结果, 我国石油总资源量约为 1021 亿 t, 其中陆上 775 亿 t, 沿海海域 246 亿 t。最终可采资源量约为 160 亿 t。截止 2003 年底, 累计探明石油地质储量 234.2 亿 t, 探明可采石油储量 63.4 亿 t, 剩余石油可采储量 23.7 亿 t。从资源看, 我国石油产量预计在 2010~2020 年间只能维持 1.8 亿 t/年。

#### 2.1.3 天然气资源

根据全国第三次石油、天然气资源评估, 天然气资源量达 47 万亿 m<sup>3</sup>, 可采储量预计达 14 万亿 m<sup>3</sup>。天然气开采的主要问题, 一是资源开发程度低。在 2004 年底, 已探明天然气剩余可采储量只有 2.37 万亿 m<sup>3</sup>。二是天然气产区主要在西部高原边远地区, 而下游用户主要在中、东部, 输气管线长, 在技术上、资金上都有一定难度。

#### 2.1.4 水力资源

根据 2003 年全国水力资源复查成果, 经济可开发装机容量为 402 000MW, 经济可开发年发电量为 1.75 万亿 kWh。水力资源分布主要在西部, 因此水电必须“西电东送”。

#### 2.1.5 可再生能源

我国可再生能源总量十分丰富。具体介绍参见《中国电气工程大典》的《可再生能源发电工程》。

### 2.2 能源供需平衡情况

#### 2.2.1 煤炭

发电用原煤量, 根据燃煤电厂的发电量及相应煤耗率, 按 2010 年煤耗 350g(标准煤)/kWh, 2020 年煤耗 320g(标准煤)/kWh 计, 2010 年约为 14.0 亿 t, 2020 年约为 18.6 亿 t, 而 2005 年用于发电的原煤耗量约为 10.6 亿 t。2005 年全国原煤产量为 21.13 亿 t, 发电用煤约占总产量的 50%。

在 2004 年“国家大型煤炭基地规划”中, 按电力用原煤 2010 年为 13.5 亿 t, 2020 年为 17.6 亿 t 计算, 全国原煤需

求量 2010 年为 21.2 亿 t, 2020 年为 25.2 亿 t。上述电力用煤与电力规划中的耗煤量约有 0.5 亿~1 亿 t 的差距。尽管如此, 从全国煤炭资源总量上看, 仍是可以解决的。

#### 2.2.2 石油

我国石油资源紧缺。从 1993 年开始, 我国成为石油净进口国。对外依存度由 1993 年的 6.71%, 增加到 2000 年为 31.08%, 2005 年为 41.8%。2005 年原油生产 1.81 亿 t, 进口 1.3 亿 t, 今后石油需求增长, 而国内原油生产能力基本维持不变, 供需形势将更趋紧张。因此, 在电力生产中绝不能不考虑节约燃油, 燃煤电厂中的点火应广泛采用和推广等离子点火技术。

#### 2.2.3 天然气

我国天然气资源的实际开发率较低。2000、2004、2005 年, 标准状况下天然气产量分别为 272 亿、408 亿、500 亿 m<sup>3</sup>, 预计 2010 年和 2020 年将达 750 亿 m<sup>3</sup> 和 1200 亿 m<sup>3</sup>。为改善能源结构, 东部沿海地区将从国外进口液化天然气, 并规划从俄罗斯及中亚地区进口管道天然气。2010 年, 标准状况下天然气供应能力将达 1000 亿 m<sup>3</sup>, 2020 年将达 2000 亿 m<sup>3</sup>。在优先满足民用、化工原料及工业用气后, 将有 30% 左右用于发电。规划中 2010 年天然气发电装机容量为 3 万 MW, 标准状况下用气 250 亿 m<sup>3</sup>, 2020 年装机容量为 6 万 MW, 标准状况下用气 500 亿 m<sup>3</sup>, 与供应能力基本匹配。

#### 2.2.4 水力、核能和可再生能源发电

2010 年和 2020 年的电力装机规划已充分考虑到资源和发展可能性。具体介绍分别见《中国电气工程大典》的《水力发电工程》、《核能发电工程》和《可再生能源发电工程》。

## 3 火电设备产业结构调整

按国家规定, 从 2006 年起今后一个时期, 火力发电设备产业结构将按以下原则进行调整:

#### (1) 鼓励类。

- 1) 单机 600MW 及以上超临界、超超临界机组。
- 2) 300MW 及以上的热电联产及热电冷多联产机组。
- 3) 缺水地区单机 600MW 等级大型空冷机组电站建设。
- 4) 燃气—蒸汽联合循环发电机组。
- 5) 300MW 及以上循环流化床、增压流化床、整体煤气化联合循环发电等洁净煤发电机组。
- 6) 投运发电机组增加脱硫脱硝装置。

#### (2) 限制类。

- 1) 除西藏、新疆、海南等小电网外, 单机容量在 300MW 及以下的常规燃煤火电机组。
- 2) 除西藏、新疆、海南等小电网外, 发电煤耗高于 300g(标准煤)/kWh 的发电机组, 空冷机组发电煤耗高于 305g(标准煤)/kWh 的发电机组。

#### (3) 淘汰类。

- 1) 火电网覆盖范围内, 服役期满的单机容量在 100MW 以下的常规燃煤凝汽机组。
- 2) 以发电为主的燃油锅炉及发电机组(50MW 及以下)。



## 第2章 火力发电厂综述

### 1 火力发电厂的主要类型

#### 1.1 按燃料构成分

可分为燃用固体燃料（包括煤炭、生物质燃料、垃圾）、液体燃料（包括石油及石油制品、水煤浆）、气体燃料（包括天然气、煤层气、合成煤气及未来的氢气）的发电厂。

火力发电厂的燃料构成，随各国资源情况、能源供应水平、能源政策及燃料价格的不同而异，在一定程度上也受国际能源市场变化的影响。根据我国资源的具体情况，当前火电厂的燃料主要是煤炭。

#### 1.2 按设备类型分

可分为蒸汽动力、内燃机、燃气轮机，以及未来的燃料电池发电厂。

#### 1.3 按终端产品分

可分为纯发电、热电联产或热电冷联产，以及电、化工产品等多联产发电厂，相应汽轮机有凝汽式、背压式、抽汽凝汽式及发电供汽两用式等多种。

#### 1.4 按运行方式分

可分为基本负荷、中间负荷、调峰负荷、两班制运行等方式的发电厂。

应根据电厂运行方式配备合理的设备，使其有较好的负荷适应性、较高的可靠性和较长的运行寿命。

#### 1.5 按功能性质分

可分为公用事业电厂、自备电厂。自备电厂一般规模较小。在设计时要充分考虑负荷的性质、运行安全的保证、检修时的备用等。

#### 1.6 按冷却方式分

可分为湿冷和空冷（干冷）发电厂。湿冷发电系统中又分为一次循环冷却、二次循环冷却两种。空冷（干冷）系统又分成直接空气冷却、间接空气冷却两种方式。还有湿冷与空冷联合循环方式。不同冷却方式有不同的设计背压和全年背压运行范围。在设备选型时必须充分考虑这些要求。

### 2 火力发电厂的技术现状

截至2006年底，我国电力总装机容量已达622 000MW，其中火电装机容量为484 000MW，占77.82%，总装机容量居世界第二位。

在火电装机容量中，100MW及以下容量约为11 000MW，占22.7%；100~200MW容量约为46 000MW，占9.5%；200~300MW容量约为55 000MW，占11.4%；300MW及以上容量为273 000MW，约占56.4%。

截至2006年底，燃气轮机发电机组装机总容量为16 260MW，占全国火电装机容量的3.36%；全国已建成的

6MW及以上热电联产机组总装机容量已超过57 600MW，约占全国火电装机容量的15%；全国空冷机组总装机容量为12 600MW，只占火电总装机容量的3.29%。

#### 2.1 超临界、超超临界火电机组

从2002年起，为提高机组的效率和降低煤耗，我国开始建设超临界火电机组，国内发电设备各制造企业开始生产600MW超临界火电机组，参数为24.2MPa、538℃/566℃和24.2MPa、566℃/566℃。开始，国内企业都各自寻找了国外合作伙伴，以中方的名义参与招投标，由外方负责机组性能保证。生产了几台机组后，600MW超临界火电机组已完全国产化，由国内企业自主设计制造了。截至2007年底，国内制造企业共接有600MW超临界机组订单203台，完成生产交货104台，在电网中已运行70余台。经对投运机组的热力性能测试，供电煤耗达到295g/kWh，说明我国生产的600MW超临界火电机组的性能已达到国际先进水平。

2003年下半年，我国开始了超超临界机组的建设。经过充分分析论证，一起步就建造1000MW级机组，我国三大制造集团分别从三菱、日立、阿尔斯通、西门子引进了1000MW超超临界技术，依靠国外公司的性能保证和质量保证等合作方式制造了1000MW超超临界机组。2006年底前已投入运行的超超临界机组有华能玉环一期2×1000MW（26.25MPa、600℃/600℃）、邹县四期2×1000MW（25MPa、600℃/600℃），发电效率基本稳定在45%左右，供电标煤耗约为285g/kWh。这4台机组的国产化率约60%，随着制造台数的增加，国产化率将很快提高到85%以上。

目前，我国超超临界机组按容量通常可分为600MW等级和1000MW等级，2007年底国内制造厂接到的600MW等级超超临界机组订单已有30多套，1000MW等级超超临界机组订单有70余套。

国家发展和改革委员会明确，今后规划新建火电项目都要尽可能采用能源利用效率高的600MW及以上功率的超临界、超超临界火电机组。

#### 2.2 燃气轮机及燃气—蒸汽联合循环机组

随着西气东输和进口液化天然气项目的实施，从2003年起，国家实行“以市场换技术”方针，对燃气轮机通过三次“打捆招标”，先后引进GE、MHI、Siemens三家公司9F级和9E级的燃机制造技术，在生产一定台套后可以实现制造全部本地化。2007年底，国内已制造了4台E级、28台F级（其中四大核心部件全部进口）设备，正面临着天然气供应不足和上网电价偏高两个问题。

我国燃气轮机从装机容量看，F级燃气轮机占70.7%。燃料以天然气为主、液体燃料为辅。机组形式以联合循环机组为主，电厂运行以调峰为主。

燃气—蒸汽联合循环发电技术的特点是：

（1）净热效率高。联合循环机组的热效率已达50%~58%。



(2) 单位容量大。燃气—蒸汽联合循环机组的单机容量已达 400MW 以上。

(3) 建设周期短。从订货合同生效开始, 1~2 年可以建成投产。

(4) 单位造价低。约为同容量燃煤机组的 70%~80%。

(5) 占地和用水少。

(6) 启动快, 运行维护人员少, 调峰幅度大。

(7) 污染物排放少。当使用天然气为燃料时, 粉尘和  $\text{SO}_2$  基本为零, 标准状况下  $\text{NO}_x$  排放量低于  $25\text{mg}/\text{m}^3$ 。

现阶段, 我国燃气—蒸汽联合循环机组主要以 E 级和 F 级燃气轮机为主, F 级燃气—蒸汽联合循环机组的效率可以达到 57% 左右, 发、供电耗气约为 127、130g/kWh, 折合发、供电标准煤耗为 215、220g/kWh 左右。

$\text{CO}_2$  减排量与常规的亚临界燃煤机组相比可降低 30% 左右。以天然气为燃料的燃机电厂, 标准状况下  $\text{SO}_x$  的排放约  $45\text{mg}/\text{m}^3$ ; 以液体为燃料的燃机电厂,  $\text{SO}_x$  的排放控制主要靠燃料的处理控制在较低的水平。燃气轮机可以采用先进的低  $\text{NO}_x$  燃烧技术, 使标准状况下  $\text{NO}_x$  的排放控制在燃用天然气时控制在  $51\text{mg}/\text{m}^3$ , 燃用液体燃料时控制在  $90\text{mg}/\text{m}^3$ 。

### 2.3 整体煤气化燃气—蒸汽联合循环机组 (IGCC)

目前, 国际上 IGCC 已进入商业应用示范电站阶段, 其供电效率已达到 43%, 经示范投运的 IGCC 电厂有 20 座, 约有 6500MW 机组在运行, 包括规划及在建机组, 全世界共有近 38 座 IGCC 电站, 总装机容量约为 18 000MW。由于 IGCC 电站的效率不够高 (与超超临界机组比) 和建设成本高, 还没有进入商业化运行。

2005 年我国在山东兖州矿务局建设了 80MW 的 IGCC 项目, 采用由华东理工大学自主开发, 哈尔滨锅炉厂有限责任公司制造的 1150t/d 水煤浆气化炉, 6B 低热值燃气轮机由南京汽轮机厂有限公司生产, 共计已运行 2000 多小时。

现阶段我国 IGCC 工作基本处于可行性研究阶段, 目前我国开展前期工作的 IGCC 项目有 10 多个。

IGCC 是清洁燃烧发电最具发展前景的技术, 其特点主要有:

(1) 发电效率高, 可达 43%~45%。

(2) 环保性能好, 可与天然气电厂媲美。

(3) 燃料适应性强, 可用高硫煤、石油焦、劣质煤、生物废料等。

(4) 在发电同时, 可以联产多种化工原料, 以及清洁能源, 如氢气。

(5) 为今后经济收集  $\text{CO}_2$  创造条件。

(6) 可用以改造老的燃煤电厂。

### 2.4 循环流化床锅炉 (CFB)

我国 CFB 技术已有相当长的发展历程, 截至 2007 年, 已形成直到亚临界参数容量达 300MW 的系列, 正在自主开发 600MW 超临界 CFB 锅炉。在 100MW 和 300MW 等级中, 有自主开发的, 也有引进技术的。CFB 技术的特点主要有:

(1) 燃烧过程加入石灰石, 在适当的钙硫比时可以达到 80%~90% 的脱硫率。

(2) 流化床属低温燃烧, 标准状况下  $\text{NO}_x$  排放量可降到  $200\text{mg}/\text{m}^3$  以下。

(3) 煤种适应性广, 可燃烧低质煤、煤矸石、极低挥发

分的无烟煤。

(4) 优良的低负荷运行能力, 适合调峰运行。

(5) 灰渣是较好的建筑材料。

### 2.5 热电联产机组

截至 2007 年, 全国已建成 6MW 及以上热电联产机组约 2300 台, 总装机容量约占全国火电装机容量的 15%, 承担了全国工业供热量的 80.5%, 民用采暖供热量的 26%, 供热机组供热标准煤耗率为 40.22kg/GJ。热电联产机组的可靠性基本与同容量纯凝汽式机组一致。

国内已投入运行的抽汽凝汽式机组最大为 142MW; 背压式机组最大为 50MW; 凝汽采暖两用机组最大为 300MW, 正在规划 600MW 级超临界凝汽采暖两用机组的建设。

我国北方采暖地区 300MW 热电联产机组发电煤耗基本与超超临界机组相当 (约为  $275\text{g}/\text{kWh}$  或更低), 供热煤耗优于集中锅炉。

为了促进热电站的发展, 国家正在制订措施: 从技术上扩大供热半径, 使热负荷相对增加; 不片面强调“热电比”和“以热定电”, 条件适当时可采取“以电带热”的方针; 鼓励建设 300MW 及以上的两用机组; 鼓励发展“热、电、冷”三联产; 改革热价的定价方法, 采取热价与煤价联动机制等。

### 2.6 大型空冷机组

我国的水资源不丰富, 特别是富煤缺水的三北 (西北、东北、华北) 地区更需要建设空冷发电机组, 空冷机组的平均耗水指标为  $0.15\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{GW})$ , 仅为常规燃煤凝汽循环供水机组平均耗水  $0.71\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{GW})$  的 21%。而其烟尘、 $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  的排放与同参数的湿冷机组相当。

我国发电装备制造企业已掌握了亚临界参数的 300MW 和 600MW 直接空冷机组设计制造技术, 正在建设和投运 600MW 级超临界直接空冷机组。

直接空冷机组供电平均标准煤耗比湿冷机组增加约 10~16g/kWh; 间接空冷机组的供电标准煤耗较直接空冷系统低, 两者相差 5~8g/kWh。因此还需要花大力气开发 600MW 间接空冷机组。

虽然空冷机组运行受环境风速、风向等因素的影响较大, 在极端情况下会对机组正常运行产生不利影响, 但这种不利影响可以通过设计、运行采取措施尽量避免。因此, 空冷机组的可靠性基本与同类机组相似。

### 2.7 内燃机电站

由于内燃机电站占地少、建设快, 目前主要用于特殊需要 (孤立电源) 和应急备用电源, 因此功率都不大。20 世纪 80 年代前后, 我国南方地区采用过功率较大的低速柴油机发电, 按照能源政策和我国电力工业的发展, 这些燃油的低速柴油机发电厂都将关停。近来在利用煤层气时, 已开始建设采用燃气式内燃机的工程。

内燃机发电厂的优点为占地、用水少, 建设快、启动快、投资较少; 缺点为燃料油价格高、单机容量小、维修工作量大。

## 3 火力发电厂的主要技术经济指标

### 3.1 可靠性指标

根据中国电力企业联合会电力可靠性管理中心资料, 亚临界 300MW 及 600MW 机组的可靠性指标见表 1.2-1。

表 1.2-1 亚临界 300MW 及 600MW 机组的可靠性指标

年 份	当年在役 台数	统计台数	指标平均值			
			等效可用系数 EAF(%)	等效强迫停运率 EFOR(%)	平均无故障可用小时 MTBF[h/(台·年)]	机组年利用小时 UTH[h/(台·年)]
2001	191/22	176/18	91.43/88.75	1.77/2.21	3161/2040	4997/5288
2002	196/25	192/20	91.18/86.39	1.09/2.04	3200/2711	5350/5276
2003	196/30	181/22	90.42/91.41	1.40/1.13	3162/3406	5908/6114
2004	220/42	197/30	91.42/91.07	1.17/1.10	3932/4375	6273/6342
2005	266/59	213/37	92.66/91.04	0.81/1.07	4699/4348	6244/6298

表 1.2-1 中

等效可用系数(%) =  $\frac{\text{可用小时} - \text{降低出力等效停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\%$

等效强迫停  
运率(%) =  $\frac{\text{强迫停运小时} + \text{第 1、2、3 类非计划降低出力等效停运小时之和}}{\text{运行小时} + \text{强迫停运小时} + \text{第 1、2、3 类非计划降低出力备用等效停运小时之和}} \times 100\%$

平均无故障可用小时[h/(台·年)] =  $\frac{\text{可用小时}}{\text{强迫停运次数}}$

机组年利用小时[h/(台·年)] =  $\frac{\text{机组发电量(MWh)}}{\text{机组额定容量(MW)}}$

由表 1.2-1 可见：

(1) 机组的可靠性每年都有所提高，特别在 2003 年以后，600MW 机组的等效可用系数大幅提高，说明我国大容量机组已趋成熟。

(2) 2003 年以后电力日趋紧缺，机组的年利用小时和平均无故障可用小时不断攀升，从另一方面说明国产机组的质量和电厂运行管理水平是好的。

3.2 煤耗指标

全国 6000kW 及以上机组的煤耗指标平均值见表 1.2-2。

表 1.2-2 6000kW 及以上机组的煤耗指标平均值

年 份	标准煤耗 (g/kWh)		厂用电率 (%)
	发 电	供 电	
2001	357	385	7.25
2002	356	383	7.10
2003	355	380	
2004	349	376	
2005	350	374	

由表 1.2-2 可见，自 2001 年以来每年供电煤耗下降很少。2001~2005 年的 5 年内仅减少 11g/kWh，这可能由于小火电数量过多，在缺电期间煤耗很高的小火电仍在全力发电的缘故。

国家发展和改革委员会（简称国家发改委）“节能中长期专项规划”对火力发电厂提出的节能目标是：2010 年供电煤耗降到 360g/kWh，2020 年降到 320g/kWh。降低煤耗的主要途径，除多建高效节能的大容量机组外，还要大力淘汰落后的低效浪费能源的小机组。为了降低厂用电率，必须采用高效节能的辅机设备，优化运行方式。

3.3 经济性指标

自 1997 年开始，电力规划设计总院受国家发改委的委托，每年编制一次“火电、送电、变电工程限额设计参考造

价指标”。造价指标的主要作用是：

- (1) 作为动态管理的依据。
- (2) 作为设计部门编制可行性研究报告投资估算、初步设计概算及进行对比分析的参考。当工程技术条件与指标中基本条件不同时，应计入地区调整因素，并根据调整指标、厂址条件等进行修正。
- (3) 作为主管机关核准项目时对申请核准报告的投资估算和编报设计任务书投资估算的参考尺度。
- (4) 作为各发电公司编制宏观规划的参考资料。
- (5) 作为项目法人控制工程投资的参考。

3.3.1 燃煤火电厂参考造价指标

静态燃煤火电厂参考造价指标见表 1.2-3。

表 1.2-3 静态燃煤火电厂参考造价指标 元/kW

机组容量			2003 年	2004 年	2005 年
300MW 亚临界 (含脱硫)	2 台	新建	4739	4853	4596
	2 台	扩建	4081	4176	3682
	4 台		4410	4515	4139
600MW 亚临界 (含脱硫)	2 台	新建	3602	3658	
	2 台	扩建	3314	3365	
	4 台		3458	3512	
600MW 超临界 (含脱硫)	2 台	新建		4074	3919
	2 台	扩建		3770	3556
	4 台			3922	3638
1000MW 超超临界 (含脱硫)	2 台	新建		4128	3924
	2 台	扩建		3878	
	4 台			3974	

3.3.2 燃气—蒸汽联合循环电厂参考造价

燃气—蒸汽联合循环电厂参考造价见表 1.2-4。

表 1.2-4 燃气—蒸汽联合循环电厂参考造价 元/kW

机组容量			2003 年	2004 年	2005 年
9E 级(180MW) 进口燃气轮机	一拖一	新建		3137	2946
		扩建		3043	2858
9E 级(300MW) 进口燃气轮机	二拖一	新建	3229		
		扩建	3132		
9F 级(400MW) (GE 机型)	一拖一	新建	3289	3106	3060
		扩建	3190	3013	2968

3.3.3 燃煤火电厂上网参考电价

燃煤火电厂上网参考电价(2004 年水平)见表 1.2-5。该参考电价的基本条件是：资本金内部收益率(FIRR)为 8%；标准煤价为 400 元/t；利用小时数为 5000h。



表 1.2-5 燃煤火电厂上网参考电价

机组容量	台数	性质	基本上 网电价 (元/MWh)	修正上网电价(元/MWh)			
				标准煤价(元/t)			
				200	300	500	600
300MW 亚临界 (含脱硫)	2	新建	358.4	286.1	322.5	394.8	430.7
	2	扩建	332.3	260.0	296.4	368.7	404.6
	4	连续	350.3	277.9	314.2	386.5	422.5
600MW 超临界 (含脱硫)	2	新建	318.3	251.4	285.0	351.9	385.1
	2	扩建	302.9	236.1	269.7	336.5	369.7
	4	连续	315.1	248.2	281.8	348.7	381.9
1000MW 超超临界 (含脱硫)	2	新建	318.5	253.4	286.2	351.3	383.7
	2	扩建	308.4	243.3	276.1	341.2	373.5
	4	连续	320.3	255.1	287.9	353.0	385.4

由表 1.2-5 可见, 300MW 亚临界机组的上网电价始终高于 600MW 超临界机组, 因为前者的发电煤耗高, 单位造价又高。因此, 即使是坑口电站, 从上网竞争力来看, 也以建设 600MW 超临界机组为合理。1000MW 超超临界机组, 则在标准煤价超过 450 元/t 时, 其上网电价开始低于 600MW 超临界机组。

3.3.4 燃气—蒸汽联合循环电厂上网参考电价

燃气—蒸汽联合循环电厂上网参考电价(2004 年水平)见表 1.2-6。该参考电价的基本条件是: 资本金内部收益率(FIRR)为 8%; 标准状况下含税气价为 1.1 元/m<sup>3</sup>, 利用小时数为 3500h。

表 1.2-6 燃气—蒸汽联合循环电厂上网参考电价

机 组	台 数	性 质	基本上 网电价 (元/MWh)	修正上网电价(元/MWh)	
				标准状况下气价(元/m <sup>3</sup> )	
				0.9	1.3
9F	2	新	393.0	353.8	432.1
	2	扩	388.6	349.4	427.7
9E	2	新	409.0	369.3	448.7
	2	扩	404.0	365.1	444.5

由表 1.2-6 可见, 当标准状况下气价为 1.3 元/m<sup>3</sup> 时, 联合循环电厂的上网电价高出燃煤电厂(含脱硫)40%左右。如燃煤电厂增设脱硝装置, 则联合循环电厂上网电价高 30%左右。这样的电价有可能作为电网高峰电价收购。如气价进一步上涨, 则联合循环电厂的经济性就需进一步研究, 或需出台相应的政策扶持。

3.4 大气污染物排放指标

我国燃煤电厂的大气污染物排放实际数量, 迄今没有建立以监测技术为支撑的数据库, 因此缺少比较精确的数据。根据测算, 到 2005 年末燃煤电厂 SO<sub>2</sub> 年排放总量约为 1300 万~1400 万 t, 占工业总排放量 2000 万 t 的 60%~70%; 烟尘年排放总量约为 300 万 t, 占工业总排放量 930 万 t 的 30%左右。

“十一五”规划纲要中规定全国主要污染物(指 SO<sub>2</sub>)在“十一五”时期内排放减少 10%, 即 SO<sub>2</sub> 的排放量到 2010 年应控制在 1200~1300 万 t。这就要求在这 5 年内将有 3 亿 kW 煤电机组需装脱硫装置, 届时烟气脱硫机组容量将占煤机总量 60%左右。

对于烟尘排放量, 要求“十一五”期内仍为 300 万 t 左

右。这就要求新增煤电全部配备除尘效率 99.5%以上的高效除尘器。同时, 还要对已有的煤电机组除尘器进行改造, 大力提高除尘效率。

对于新建燃煤电厂, 大气污染物排放限额目前执行 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》, 即烟尘量为 50mg/m<sup>3</sup>, SO<sub>2</sub> 为 400mg/m<sup>3</sup>, NO<sub>x</sub> 为 450mg/m<sup>3</sup>(煤的挥发分 V<sub>daf</sub>>20%时), 并要求预留烟气脱硝装置空间。

对于 NO<sub>x</sub> 排放, 虽然排放浓度限值为 450mg/m<sup>3</sup>, 锅炉采用分级燃烧技术即可满足上述要求。但随着经济的发展, 在位于 NO<sub>x</sub> 污染严重的中心城市和地区, 已经陆续出台了更为严格的 NO<sub>x</sub> 排放标准。自 2005 年开始已有若干大型新建燃煤电厂同时建设烟气脱硝装置。今后新建项目中, 要求同时上脱硝装置的将会越来越多。

到目前为止, 我国火电厂已有 2.5 亿 kW 机组安装了烟气脱硫装置, 600kW 机组安装了烟气脱硝装置。

3.5 耗水指标

根据国家规定, 火电企业生产过程中单位发电量取水定额见表 1.2-7。

表 1.2-7 火电企业生产过程中单位发电量取水定额

机组冷却形式	m <sup>3</sup> /MWh	
	单机容量<300MW	单机容量≥300MW
循环冷却供水系统	≤4.80	≤3.84
直流冷却供水系统	≤1.20	≤0.72

设计火电厂时使用的装机取水量定额见表 1.2-8。

表 1.2-8 设计火电厂时使用的装机取水量定额

机组冷却形式	m <sup>3</sup> /(s·GW)	
	单机容量<300MW	单机容量≥300MW
循环冷却供水系统	≤1.0	≤0.8
直流冷却供水系统	≤0.2	≤0.12

为此, 火电厂建设必须重视节约用水。在北方缺水地区, 新建、扩建电厂禁止取用地下水, 严格控制使用地表水, 鼓励利用城市污水处理厂的中水或其他废水。原则上应建设大型空冷机组, 机组耗水指标控制在 0.18m<sup>3</sup>/(s·GW) 以下。这些地区建设的火电厂要与城市污水处理厂统一规划, 配套同步建设。坑口电站项目首先考虑使用矿井疏干水。鼓励沿海缺水地区火电厂余热进行海水淡化。

“十一五”规划纲要中提出: “十一五”时期单位工业增加值用水量降低 30%。中国电力企业联合会提出在“十一五”期间, 每千瓦装机耗水量降低 10%的指标。由此可见, 火电厂的节水任务是十分繁重的。在北方缺水地区采用空冷机组, 在沿海缺水地区采用海水淡化技术, 将是必然的趋势。

3.6 占地指标

节约耕地是我国的一项基本国策。在电站建设时必须严格控制占地规模, 节约用地, 原则上不得占用基本农田; 尽量不占农田, 或少占农田, 利用非可耕地和劣地。经批准占用耕地的, 建设单位必须补充数量、质量相当的耕地。不能自行补充的, 必须按规定缴纳耕地开垦费。

“十一五”规划纲要中规定: “十一五”期间耕地保有量, 在 2005 年时为 1.22 亿 hm<sup>2</sup>, 2010 年时保持 1.2 亿 hm<sup>2</sup>, 以增强可持续发展能力。与国民经济发展需要占地相比, 节约耕地的任务是很紧迫的。根据现行国家规定, 火电厂的基本



占地指标见表 1.2-9。

表 1.2-9 火电厂的基本占地指标

序 号	建设规模 (MW)	单位容量用地 (m <sup>2</sup> /kW)	厂区占地面积 (hm <sup>2</sup> )
1	4×300	0.32	38.4
2	6×300	0.28	50.4
3	4×300+2×600	0.26	62.4

续表

序 号	建设规模 (MW)	单位容量用地 (m <sup>2</sup> /kW)	厂区占地面积 (hm <sup>2</sup> )
4	4×600	0.23	55.2
5	6×600	0.21	75.6

需说明的是，以上数字只是一个基本占地指标，实际上工程需根据采用的基本工艺系统加以调整，进一步减少用地。

## 第3章 火力发电工程建设

### 1 火力发电工程规划和设计

#### 1.1 电源规划

初步形成投资主体多元化、资金来源多渠道、投资方式多样化、项目建设市场化的新格局,实行“谁投资、谁决策、谁收益、谁承担风险”的政策。

电源项目由政府行政审批改为行政核准。

电源规划的原则是:

(1) 统筹规划,做好电站布局。电站规划布局要符合我国一次能源总体流向,综合平衡煤源、水源、电力负荷、接入系统、交通运输、环境保护等电站建设必要条件,统筹考虑输煤与输电问题。

(2) 提高机组效率,促进技术升级。除西藏、新疆南部等地区外,其他地区应规划建设高参数、大容量、高效率、节能环保型燃煤电站项目,所选机组单机容量原则上应为600MW及以上,机组发电煤耗要控制在286g(标准煤)/kWh以下。

(3) 严格执行国家环保政策。新建、扩建燃煤电站项目均应同步建设烟气脱硫设施。鼓励发电企业对已运行煤电机组实施除尘和脱硫改造。

(4) 高度重视节约用水。在北方缺水地区,新建扩建电厂禁止取用地下水,严格控制使用地表水,鼓励利用城市污水处理厂的中水或其他废水。原则上应建设大型空冷机组,机组耗水指标要控制在 $0.18\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{GW})$ 以下。鼓励沿海缺水地区利用火电厂余热进行海水淡化。

(5) 严格控制土地占用量。严格执行国家规定的土地使用审批程序,原则上不得占用基本农田。

(6) 落实热负荷,建设热电联产项目。在热负荷比较集中,或热负荷发展潜力较大的中型城市,应根据电力和城市热力规划,结合交通运输和城市污水处理厂布局等因素,争取采用单机容量300MW及以上的环保、高效发电机组,建设大型发电供热两用电站。

(7) 坚持技术引进和设备国产化原则,国家鼓励采用国产发电设备。未经国家批准,不得进口燃煤发电设备。优先安排采用国产化设备的整体煤气化联合循环、大型循环流化床、增压流化床等洁净煤先进技术发电项目。

(8) 关于燃用煤矸石发电的项目。对拥有大量煤矸石资源的矿区,在满足国家环保及用水要求等条件下,可建设适当规模的燃用煤矸石电站项目。鼓励建设单机200MW及以上机组,鼓励建设高效大型循环流化床锅炉的煤矸石电厂。

#### 1.2 电源项目的核准

##### 1.2.1 电源项目的提出和申报

(1) 企业投资建设应由地方政府投资主管部门核准的项目,须按照地方政府的有关规定,向相应的项目核准机关提交项目申请报告。

(2) 国务院有关行业主管部门隶属单位投资建设应由国务院有关行业主管部门核准的项目,可直接向国务院有关行

业主管部门提交项目申请报告,并附上项目所在地省级政府投资主管部门的意见。

计划单列企业集团和中央管理企业投资建设应由国务院投资主管部门核准的项目,可直接向国务院投资主管部门提交项目申请报告,并附上项目所在地省级政府投资主管部门的意见。

其他企业投资建设应由国务院投资主管部门核准的项目,应经项目所在地省级政府投资主管部门初审并提出意见,向国务院投资主管部门报送项目申请报告(省级政府规定具有投资管理职能的经贸委、经委应与发改委联合报送)。

(3) 企业投资建设应由国务院核准的项目,应经国务院投资主管部门提出审核意见,向国务院报送项目申请报告。

##### 1.2.2 申请报告内容

- (1) 申请单位情况。
- (2) 拟建项目情况。
- (3) 建设用地与相关规划。
- (4) 资源利用和能源耗用分析。
- (5) 生态环境影响分析。
- (6) 经济和社会效果分析。

附件有:

- (1) 城市规划行政主管部门出具的城市规划意见。
- (2) 国土资源行政主管部门出具的项目用地预审意见。
- (3) 环境保护行政主管部门出具的环境影响评价文件的审批意见。
- (4) 根据有关法律法规应提交的其他文件。

##### 1.2.3 行政核准程序

(1) 项目核准机关在申报单位按要求上报材料齐全、受理核准申请后:

1) 如有必要,应在4个工作日内委托有资格的咨询机构进行评估。接受委托的咨询机构应在项目核准机关规定的时间内提出评估报告。

2) 涉及其他行业主管部门的职能应征求相关部门的意见。相关部门应在收到征求意见函(附项目申请报告)后7个工作日内,向项目核准机关提出书面审核意见。

3) 可能会对公众利益造成重大影响的项目,应采取适当方式征求公众意见。对于特别重大的项目,可以实行专家评议制度。

(2) 项目核准机关应在受理项目申请报告后20个工作日内(项目核准机关委托咨询评估、征求公众意见和进行专家评议的,所需时间不计算在内),作出对项目申请报告是否核准的决定并向社会公布,或向上级项目核准机关提出审核意见。由于特殊原因确实难以在20个工作日内作出核准决定的,经本机关负责人批准,可以延长10个工作日,并及时书面通知项目申报单位,说明延期理由。

(3) 对同意核准的项目,项目核准机关应向项目申报单位出具项目核准文件,同时抄送相关部门和下级项目核准机关;对不同意见核准的项目,应向项目申报单位出具不予核准决定书,说明不予核准的理由,并抄送相关部门和下级项目核准机关。经国务院核准同意的项目,由国务院投资主管部

门出具项目核准文件。

已经核准的项目，如需对项目核准文件所规定的内容进行调整，项目单位应及时以书面形式向原项目核准机关报告。原项目核准机关应根据项目调整的具体情况，出具书面确认意见或要求其重新办理核准手续。

1.2.4 行政核准内容

- (1) 符合国家法律法规。
- (2) 符合国民经济和社会发展规划、行业规划、产业政策、行业准入标准和土地利用总体规划。
- (3) 符合国家宏观调控政策。
- (4) 地区布局合理。
- (5) 主要产品未对国内市场形成垄断。
- (6) 未影响我国经济安全。
- (7) 合理开发并有效利用了资源。
- (8) 生态环境和自然文化遗产得到有效保护。
- (9) 未对公众利益，特别是项目建设地的公众利益产生重大不利影响。

1.3 火力发电项目的设计

设计是电力工程建设的龙头，在电力工程建设中起主导作用。设计前期（初步可行性和可行性研究）阶段是为电力建设项目的决策提供基础资料；项目确定后，保证工程建设的质量，加快建设的进度，节约投资；项目建成后能否获得最大的经济效益、环境效益和社会效益，设计都起着关键性的作用。

发电厂设计要考虑全国电力系统联网、全国范围内的资源优化配置和网厂分开、竞价上网的电力市场要求。树立全局观念，满足市场需求，依靠技术进步，认真勘测，精心设计，不断总结经验；积极慎重地推广国内外先进技术，因地制宜地采用成熟的新材料、新设备、新工艺、新布置、新结构；从实际出发，努力提高机械化、自动化水平，减人增效；保护环境，提高发电厂的可靠性、经济性、劳动生产率和文明生产水平；为节约能源、节约用地、节约用水、节约材料，为确保质量、控制造价、文明施工和缩短工期创造条件。

设计所产生的文件是电力工程项目管理后续几个阶段（采购、施工、调试及移交）的依据。因此，设计工作对电力项目的费用控制、进度控制和质量控制起决定性作用。

1.3.1 设计机构

国际上火电厂的设计机构一般有三种形式，即由独立的电力工程咨询公司负责设计；由制造厂附设的电力设计机构负责设计；由业主设置的电力设计机构自行负责设计。因此，对于火电厂建设程序及阶段的划分，各国规定不尽相同。

采用独立的工程咨询公司形式的国家，由业主委托这方面有经验的公司负责设计。实力较强的工程咨询公司，还可承担设备采购、施工管理、调试投产的工程建设全过程工作。

具备成套供应火电设备和工程设计能力的制造厂，可以投标承担设计、施工、调试、投产任务，以“交钥匙”的方式负责整个电厂的设计、建设；工程承包时一般由业主事先委托工程咨询公司完成可行性研究，并提供厂址的自然条件和社会条件。

大型电力企业本身拥有火电设计部门时，由于公司规模庞大、建设任务多，火电设计机构根据公司的需要和建设标准，一般只进行电厂的概念设计（深度浅于初步设计），并

仅审定和汇总由各专业制造厂提供的施工图。

我国是由独立设置的火电厂设计机构负责设计。目前存在两种建制，一是隶属国资委的中国电力工程顾问（集团）公司下属五个大区（东北、西北、华东、中南、西南）电力设计院和国电华北电力设计院工程有限公司；二是省、市电力公司下属的电力设计院，都是企业单位。不少设计院正在逐步扩展业务范围，向承包公司的方向发展。

1.3.2 设计程序和主要内容

我国现行大、中型火电厂的基本建设程序是：业主（投资方）先委托有资格的设计机构进行厂址选择、编制初步可行性研究报告，由业主报请大区或省市电网公司审查同意后，设计部门受代行业主职能的单位委托，编制可行性研究报告，待审查批准后，由项目法人按规定通过主管机关上报可行性研究报告书，具体阐明电厂厂址的条件，工程规模，机组容量，燃煤供应、运输方式，环境保护等主要原则，以及资金来源、投资额、上网电价等要点，报具有合法资质的部门审查通过，与此同时，环境影响报告书经国家环保部批准通过后，再由业主组织编写项目申请报告报国家发改委，经国务院或有关部门核准。

设计部门根据上述批准的文件开展初步设计，并决定工程项目的各项具体技术方案，经项目法人（或其委托单位）批准后，再进行施工图设计。

各个设计阶段还需进行相应的勘测工作。

2 火力发电项目的建设条件

2.1 自然条件

2.1.1 场地

厂区用地需满足生产要求，但又必须尽量节约，尽可能减少拆迁和土石方工程量，尽量不破坏原有森林、植被和减少土石方开挖量。特别要避免占用农田，不占用基本农田，并根据生产、施工和生活区的需要分期征用。

厂址场地标高应满足与发电厂等级相对应的防洪标准。发电厂的等级和相对应的防洪标准见表 1.3-1。

表 1.3-1 发电厂的等级和相对应的防洪标准

发电厂等级	规划容量 (MW)	防洪标准 (重现期)
I	>2400	≥100、200 年 <sup>①</sup> 一遇的高水（潮）位
II	400~2400	≥100 年一遇的高水（潮）位
III	<400	≥50 年一遇的高水（潮）位

① 对于风暴潮严重地区的特大型的海滨发电厂取 200 年。

厂区如低于上述标高时，必须有防洪围堤或其他可靠的防洪设施。

对位于海滨的发电厂，其防洪堤（或防浪堤）的堤顶标高应按防洪标准（重现期）的要求加重现期为 50 年累积频率 1% 的浪爬高和 0.5m 的安全超高确定。对位于江、河、湖旁的发电厂，其防洪堤的堤顶标高应高于频率为 1% 的高水位 0.5m；当受风、浪、潮影响较大时，尚应加重现期为 50 年的浪爬高。防洪堤的设计尚应征得当地水利部门的同意。

在有内涝的地区建厂时，防涝围堤堤顶标高应按百年一遇的设计内涝水位（当难以确定时可采用历史最高内涝水位）加 0.5m 的安全超高确定。当有排涝设施时，则按设计内涝水位加 0.5m 的安全超高确定。



对位于山区的发电厂,应考虑防、排山洪的措施,防排设施应按频率为1%的山洪设计。

厂址应避免让重点保护的自然人和人文遗址,也不宜设在有重要开采价值的矿藏上或矿藏采空区上。

还应考虑占地拆迁、施工及周围工矿企业对电厂的影响。

### 2.1.2 地质

厂址应在区域地质构造稳定、近代地质活动平静的地段。不得将发电厂厂址选在滑坡、岩溶发育程度高的地区或发震断裂地带,以及地震基本烈度为9度以上的地区;机组容量为300MW及以上或全厂规划容量为1200MW及以上的发电厂不宜建在地震基本烈度为9度的地区。

山区发电厂的厂址宜选在较平坦的坡地或丘陵地上,应注意不破坏自然地势,避开有危岩、滚石和泥石流的地段。

应尽可能使用天然地基,在必要时根据地质条件采用合适的地基处理措施。

### 2.1.3 地震

我国是地震频发地区,对地震要高度重视。发电厂厂址的地震基本烈度必须按国家颁布的《中国地震烈度区划图》和《中华人民共和国防震减灾法》确定,对下列新建工程应进行烈度复核或地震安全性评价。

(1) 位于地震烈度区分界线附近的发电厂应进行烈度复核。

(2) 位于地震研究程度和资料详细程度较差的边远地区,且规划容量600MW及以上的发电厂,应进行烈度复核。

(3) 位于地震基本烈度大于或等于7度的地区,且规划容量大于2400MW的发电厂,应进行烈度复核或地震安全性评价。

(4) 位于地震基本烈度为9度的地区,且规划容量为600MW及以上的发电厂,应进行烈度复核或地震安全性评价。

(5) 对于地震地质条件特别复杂的重要发电厂,应进行烈度复核或地震安全性评价。

地震水平加速度值与地震基本烈度有一定的对应关系。6度时取0.05g;7度时取0.10g;8度时取0.20g;9度时取0.40g。但当有安评报告时,应取报告中更精确的加速度值。

### 2.1.4 施工条件

电厂应有施工场地和生活区,本着远近期结合、近期为主的方针,在保证需要的同时,合理使用。

### 2.1.5 其他要求

电厂位置须满足军事设施、电台、通信、机场、人防、劳动安全和工业卫生、消防,以及城市规划等方面的特殊要求。

## 2.2 外部条件

### 2.2.1 燃料及其来源

火电厂一般以动力煤作为主要燃料,对联合循环电厂则一般用油、气或煤电一体化产生的气体作为燃料。为避免燃料的长途运输,提倡建设紧靠煤矿的坑口电厂,但矿区必须有可供火电厂在规划容量下至少燃用30年的燃料,需要采用铁路和海路长途运输的火电厂,应有良好的煤质。

对位于酸雨控制区和二氧化硫污染控制区(即所谓“两控区”)的电厂,宜采用硫分低于1%的煤。

### 2.2.2 水源

供水水源必须可靠,并应考虑水利规划对水源的影响。

在有地表水可供利用的条件下,可利用河流、湖泊、水库或海水作为冷却水源,采用直流供水系统;只有在地表水不敷需要或直流供水在技术经济上不合理时,才采用循环供水系统或直流—循环混合供水系统。

采用地表水作水源时,需采取措施保证水源不受到污染,电厂温排水造成的热污染不超过规定标准,生态环境不遭到破坏。

不得采用地下水作为水源,必须采用地下水作为水源时,应先进行水文地质勘察,提出水文地质勘探评价报告,并应得到有关水资源主管部门的批准。

### 2.2.3 灰渣处理及其综合利用

灰渣应尽可能加以综合利用。同时,燃煤电厂须设有容量足够的储灰场地,其存储量应满足电厂规划容量下存放20年灰渣的需要。灰场可分期建设,初期征地宜按能存放按本期容量及设计煤种计算的7~10年左右的灰量(包括脱硫系统未能综合利用的废弃物)考虑。灰场尽量利用山沟、洼地,避免占用农田,也不能任意占用江河、湖泊的蓄洪、行洪区,并考虑利用灰场造地还田的可能。灰场需采取措施防止灰尘飞扬和排水污染。

### 2.2.4 出线

需足够的出线走廊。并应充分考虑发电厂达到规划容量时接入系统的出线条件。

## 2.3 环境影响

发电厂厂址宜优先选择在环境容量较大、排放条件较好的地区。并应注意电厂与其他工业企业所排出的废气、废水、废渣的相互影响。电厂也不宜建于附近城镇或生活区常年主导风向的上风侧。

除以热定电的热电厂外,不应在大中城市城区及近郊区新建燃煤电厂。

要研究采取适当措施,将向大气、水体排放的污染物和噪声严格控制在国家标准以内。

要研究电厂建设对水体流失的影响及需要采取的治理措施。

## 2.4 电力系统

从区域电力系统的能源资源、负荷状况、电源布局、电网结构等情况进行电力电量平衡、电力市场预测;并在系统设计的基础上,预计电厂接入系统方案,以及系统对电厂的有关要求,分析本项目的经济效益、社会效益和竞争能力。

## 2.5 热力规划

当附近城市和邻近企业有供热需要,且热力负荷介质、参数和数量稳定,热力网规划落实,供热距离与技术经济条件合理时,发电厂应优先考虑热电联产。

设计除需对机组选型和厂内供热站及管网布置进行考虑外,还应考虑出厂的供热管网走廊位置,以与厂外热力网相接。

## 2.6 交通运输

燃料及大件设备的运输要有合适的运输手段。内地主要利用铁路和公路运输,沿海、沿江条件适宜的地区则采用水运。

进厂铁路要有合适的接轨车站,妥善处理车站和厂址的平面联系及高程联系,接轨距离应尽量短捷,并应避免建造大型桥梁、隧道,或与国家铁路线交叉。

水运的运输能力大, 运费低廉, 但码头和有关设施投资大, 根据厂址条件, 应在河道稳定、水流平缓、水域开阔、水深适当、地质良好的地段建造水运码头。

公路运输灵活性高, 但运量小, 运费高, 一般在不具备铁路运输条件时, 才采用公路运输。

### 3 项目建设的组织管理

根据“谁投资、谁决策、谁收益、谁承担风险”的原则, 项目建设的组织管理是以业主(项目法人)责任制为核心, 实行资本金制、招投标制、工程建设监理制和经济合同制, 应用计算机技术和现代管理手段, 通过信息系统, 对项目的策划、筹资、建设、生产经营、偿还债务和资产保值全过程, 以及项目的建设资金、建设工期、工程质量、生产安全进行动态管理和控制。

#### 3.1 国内外常用的管理方式

常用的管理方式有以下几种:

(1) 以业主管理为主, 设计、施工、采购等专业化的通常方式。

(2) 以设计为主的设计和施工管理合一方式。

(3) 以一个实体承担设计、采购和施工(EPC)的总承包方式。

(4) 在EPC基础上扩大为项目融资、土地购买、设计、采购、施工直到竣工移交, 甚至可以包括生产培训在内的全套承包方式。

(5) 进一步延伸到建成后负责运营及偿还贷款, 在特许期满后工程交回政府, 国际上称为BOT融资方式。

以下基本以“通常方式”进行叙述。

#### 3.2 国内通常管理方式

(1) 业主自行管理。

1) 业主(通过项目法人)完全自行管理。

2) 业主通过招标聘请工程建设监理协助管理(赋予监理的权限可有不同), 将对项目的建设资金、建设工期、工程质量、生产安全进行管理的某一部分委托给监理公司管理, 委托范围由业主根据自身人力决定。按赋予监理的权限的不同, 可有大监理和小监理之分。

3) 业主将工程的某部分以分岛方式将该部分的建设随同设备材料供应、施工安装和调试一并交予该部分的承包商负责管理。

(2) 业主通过招标, 将整个工程委托总承包公司全权管理。

### 4 招标管理

单机容量300MW及以上的工程建设项目, 包括项目的勘测、设计、施工、监理, 以及与工程建设有关的重要设备、材料等的采购, 都必须进行招标。其中:

(1) 设备、材料单项合同估算价50(100)万元人民币以上。

(2) 勘测、设计、监理等服务的单项合同估算价50万元人民币以上。

(3) 施工单项合同估算价200万元人民币以上。

(4) 单项合同估算价虽低于上述标准, 但项目总投资在3000万元人民币以上的也必须进行招标。

招投标活动应当遵循公开、公平、公正、择优和诚实信用的原则。

国际和国内的招投标方式及其管理模式不尽相同, 以下根据国内通常招投标方式和招投标法的有关规定进行叙述。

#### 4.1 招标方式

招标方式有公开招标、邀请招标和议标三种。

(1) 公开招标。以招标公告的方式邀请不特定的法人或者其他组织投标。在指定的报刊、电子网络或其他媒体上面向社会发布招标公告, 评标标准和评标方法必须在招标文件中公开载明。

(2) 邀请招标。以投标邀请书的方式邀请三个及以上具备承担招标项目的能力、资信良好的特定的法人或者其他组织投标。

(3) 议标。主要是通过一对一协商谈判的方式确定中标单位, 参加议标的单位不得少于两家。特殊情况(如具备承担招标项目能力的法人少于三个等)下采用。

依法必须进行招标的项目, 在其报送的项目可行性研究报告中, 必须填写“招标基本情况表”, 按照该项目审批管理规定, 由相应部门审批, 不能采用公开招标, 而采用邀请招标(或议标), 需按法定程序申请核准。

#### 4.2 招标组织

(1) 业主组织成立项目领导小组, 负责招标过程的领导。下设办公室和若干专业工作组负责日常具体工作。

(2) 评标委员会(或小组)由招标人的代表和有关技术、经济等方面的专家组成, 成员人数为五人以上(单数), 其中技术、经济等方面的专家不得少于成员总数的2/3。上述专家应当从事相关领域工作满八年并具有高级职称或者具有同等专业水平, 由招标人从国务院有关部门或者省、自治区、直辖市人民政府有关部门提供的专家名册或者招标代理机构的专家库内的相关专业的专家名单中确定。一般招标项目可以采取随机抽取方式, 特殊招标项目可以由招标人直接确定。与投标人有利害关系的人不得进入相关项目的评标委员会, 已经进入的应当更换。评标委员会成员名单在中标结果确定前应当保密。

(3) 重大招标项目还应成立招标监督小组, 对招标活动实行全过程监督。监督小组由监察、审计、法律和财务等相关部门的人员组成。一般招标项目由招标单位的监察部门履行监督职能。

#### 4.3 招投标程序

##### 4.3.1 建立组织和招标准备

(1) 业主确定招标代理机构(或自行负责)。

(2) 组建招标领导小组和办事机构。

(3) 组织编制和审查标书。招标文件应当根据招标项目的特点和需要编制, 应当包括招标项目的技术要求、对投标人资格审查的标准、投标报价要求和评标标准等所有实质性要求和条件, 以及拟签订合同的主要条款。

(4) 组建评标委员会, 制定评标标准和评标办法(也有在评标阶段才进行此项工作, 招标文件不明确评标标准)。

##### 4.3.2 发标

(1) 发布招标公告。招标公告应当载明招标人的名称和地址, 招标项目的性质、数量、实施地点和时间, 以及获取招标文件的办法等事项。

(2) 资格预审。采用公开招标方式时, 可在发布招标公告后, 发售招标文件前, 根据招标项目本身的要求, 对预期



投标人进行资格预审；也可要求投标人在投标文件中提供有关资质证明文件和业绩情况，在评标初期对投标人进行资格审查。

#### 4.3.3 投标前的澄清

招标人可以根据招标项目情况，组织已购买招标文件的投标人踏勘项目现场。

投标人在取得招标文件后，通过研究招标文件，在招标文件规定的时间内向招标人提出需要招标人澄清的问题，招标人根据情况需要，可采用召开澄清会方式面对面澄清（但以最后的书面澄清文件为准），或直接书面答复。

澄清文件应在投标文件截止日期前 15 日内通知所有已购买招标文件的投标人（不论该投标人是否提出过澄清问题）。

澄清文件与招标文件具有同等的法律效力。

#### 4.3.4 投标

投标人要按招标文件要求，编制投标文件。

在送出投标书的同时，需按规定向招标人提供投标保证金或由银行出具的投标保函。

投标人对招标文件中不能响应的部分，必须填入差异表。

#### 4.3.5 开标

应在招标文件规定的投标文件截止日期和地点立即公开开标，所有投标人（或其法定代表）必须参加。

#### 4.3.6 评标

评标是一项技术和经济的综合工作，对于不同性质的招标内容，其评标标准和方法相应有所不同，特别是技术与经济的比重是一个复杂的问题。

评标方法大致有以下几种：

- (1) 打分法。技术型评标使用较多。
- (2) 综合法。技术和商务并重型评标使用较多。
- (3) 价格法。以商务为评比点，国际金融机构贷款项目评标使用较多。

在以上方法的基础上，可以再组合。

国内各业主（如发电集团公司）都有自己的评标法则，在此不再一一叙述。

### 4.4 招标必须具备的基本条件

(1) 根据不同项目，招标内容所对应的项目阶段必须按国家有关规定履行了核准或审批手续。

(2) 项目的相应资金或者资金来源已经落实。

### 4.5 招投标法律责任

招标人、评标委员会（小组）成员、投标人和中标人凡有以下违规行为的，按法律责任规定，视情节轻重，将被处罚款、处分、赔偿、没收违法所得、吊销营业执照等，构成犯罪的，依法追究刑事责任。

(1) 招标人。必须进行招标的项目而不招标的；将必须进行招标的项目化整为零，或者以其他任何方式规避招标的；泄露应当保密的与招标投标活动有关的情况和资料的，或者与招标人、投标人串通损害国家利益、社会公共利益或者他人合法权益的；以不合理的条件限制或者排斥潜在投标人的；对潜在投标人实行歧视待遇的；强制要求投标人组成联合体共同投标的，或者限制投标人之间竞争的；向他人透露已获取招标文件的潜在投标人的名称、数量或者可能影响公平竞争的有关的其他情况的，或者泄露标底的；违反招标投标法规定，与投标人就投标价格、投标方案等实质性内容进

行谈判的；在评标委员会（小组）依法推荐的中标候选人以外确定中标人的；依法必须进行招标的项目在所有投标被评标委员会（小组）否决后自行确定中标人的。

(2) 评标委员会（或小组）成员。收受投标人的财物或者其他好处的；评标委员会（或小组）成员或者参加评标的有关工作人员向他人透露对投标文件的评审和比较、中标候选人的推荐，以及与评标有关的其他情况的。

(3) 投标人。相互串通投标或者与招标人串通投标的；以向招标人或者评标委员会（或小组）成员行贿的手段谋取中标的；以他人名义投标或者以其他方式弄虚作假、骗取中标的，给招标人造成损失的。

(4) 中标人。中标人将中标项目转让给他人的；将中标项目肢解后分别转让给他人的；违反招标投标法规定将中标项目的部分主体、关键性工作分包给他人的，或者分包人再次分包；不履行与招标人订立的合同的，给招标人造成的损失超过履约保证金数额的；不按照与招标人订立的合同履行义务，情节严重的。

(5) 其他。任何单位违反本法规定，限制或者排斥本地区、本系统以外的法人或者其他组织参加投标的；为招标人指定招标代理机构的，强制招标人委托招标代理机构办理招标事宜的；或者以其他方式干涉招标投标活动的。

## 5 设备招投标

设备是构成火电厂生产系统的基础元件，火电厂设计就是将这些设备串组成生产系统，使设备发挥其作用，最终产生出电能。所以通过招标选择性能良好、价格合理的设备是电力工程建设中的一项重要工作。

### 5.1 招标范围

#### 5.1.1 不实行招标的范围

电力工程所需的合同在估价 50（100）万元人民币以上的设备必须进行招标，有下列情况之一的可不实行招标，但需取得主管部门的同意。

- (1) 国家或法定部门规定的不适宜招标的设备。
- (2) 只有一家潜在投标人可供选择的。
- (3) 处理不可预见且非招标人过失引起的紧急情况所需要的。
- (4) 没有引起有效竞争或者对招标文件未作实质性响应而导致废除所有投标的。
- (5) 国家法律法规或有关法定部门规定的其他情况。

#### 5.1.2 严格控制进口范围

国内主机设备招标要对进口部套件加以明确要求。

对新型、大容量、国内尚无制造经验的机组提倡采用引进技术、国内制造、外商性能担保方式采购。

### 5.2 主机招标必须具备的条件

- (1) 可行性研究报告已经审查，项目申请已获核准。
  - (2) 已确定项目法人，相应的机构已成立。
  - (3) 银行贷款协议已签订，资金落实。
  - (4) 设备主要技术条件已在可研审查中认可。
- 其他设备一般应在项目初步设计审查批准后进行。

### 5.3 编制招标文件

业主（或其法人）委托有资格的单位（招标代理机构和设计单位）编制招标文件。招标文件总的内容应包括：

- (1) 投标人须知。



- (2) 招标项目的性质、数量。
- (3) 技术规范。
- (4) 投标价格的要求及其计算公式。
- (5) 评标的方法和标准。
- (6) 要求的交货时间。
- (7) 投标人应当提供的有关资格和资信证明文件。
- (8) 投标保证金的数额和交付形式。
- (9) 主要合同条款。
- (10) 投标文件的编制要求。

(11) 提供投标文件的方式、地点和截止日期,开标、评标、定标的日程安排。目前有通用的设备招标文件范本可作参考,该范本共分为三卷,即投标需知、合同条款、附件。

附件包括:

- 1) 技术规范。
- 2) 供货范围。
- 3) 技术资料和交付进度。
- 4) 交货进度。
- 5) 监造、检验和性能验收试验。
- 6) 价格表。
- 7) 技术服务和设计联络。
- 8) 分包与外购。
- 9) 大(部)件情况。
- 10) 履约保函(格式)。
- 11) 投标保函(格式)。
- 12) 投标人资格审查文件。
- 13) 差异表。
- 14) 投标人需要说明的其他问题。
- 15) 投标文件附图。
- 16) 投标人承诺函(格式)。
- 17) 投标人法定代表授权书(格式)。
- 18) 投标人关于资格的声明函(格式)。

招标文件编制后交招标人审查。主机和主要辅机设备的招标文件经招标人审查后还需报业主的主管部门批准。

#### 5.4 资格审查

采用公开招标时,对投标人的资格审查在发出招标公告、投标人提供资格审查资料后进行;采用邀请招标或议标时,对投标人的资格审查在发出邀请书之前进行,受邀法人均被认为具备投标资格。投标人应向招标人或招标代理机构提交能证明下列规定条件的法定证明文件或其他资料。

资格审查主要审查投标人是否符合下列条件:

- (1) 具有独立订立合同的能力。
- (2) 具有履行合同的能力,包括专业、技术资格和能力,资金、设备和其他物质设施状况,管理能力,经验、信誉和相应的工作人员。
- (3) 没有处于被责令停业,财产被接管、冻结,破产状态。
- (4) 在最近三年内没有利用合同进行经济犯罪或严重违法行为。

#### 5.5 投标

投标人应向招标人或其招标代理机构提供投标文件。投标文件包括下列内容:

- (1) 投标函。
- (2) 投标人资格、资信证明文件。

(3) 投标项目(设备)方案及说明。主机设备投标还应提供主要设备规范一览表、性能保证值。

(4) 投标设备价目表。主机设备投标应提供分项报价价目表。

(5) 投标保证金。一般为总金额的2%,最高不超过200万元。采用保函形式支付保证金时,应由投标人所在银行出具保函,并经招标人或招标代理机构认可。

(6) 交货进度表。

(7) 技术文件、图纸、资料交付进度表。

(8) 供货范围及分供货厂商。

(9) 主机和主要辅机设备质量监造。

(10) 招标文件规定应提交的其他资料或投标方认为需加以说明的其他内容。

投标人未响应招标文件要求的,都应明确提出,并必须填入差异表;投标文件对招标文件未提出异议亦未填差异表的条款,均视为投标人同意招标文件的内容。

投标人可对技术规范提出补充建议或说明,提出比招标文件更为合理的建议方案,但应同时说明建议方案对技术条件、价格、运行、维护、检修、安装等影响,并填入差异表。

投标价格及付款方式应符合招标文件要求。

在提交投标文件截止日期前,投标人可对已提交的投标文件进行书面补充或修改。补充修改文件应由原投标文件代表签字并加盖投标人公章,密封送到投标地点,并在封面上注明“补充投标”字样。

#### 5.6 开标

按招标公告或投标邀请书规定的时间和地点以公开方式进行。

开标由招标人或招标代理机构主持,邀请评标委员会(小组)成员、招标人代表、投标人代表和有关单位代表参加。

投标人需检查投标文件的密封情况,确认无误后,由有关工作人员当众拆封、核对投标文件内容和数目等,并宣读投标人名称、投标价格及其他主要内容,投标人或其法人代表当场签字确认唱标内容。

#### 5.7 评标

评标委员会(小组)对所有投标文件进行审查,对与招标文件规定有实质性不符的投标文件,可决定其为无效投标文件。

评标委员会(小组)可以要求投标人对投标文件中含义不明确的地方进行必要的解释,但不得对投标文件作实质性修改。

技术评标内容应根据设备特点确定。一般为容量/能力(满足招标文件要求)、经济性能(热耗、电耗、效率)、供货范围(包括备件)、可靠性、主要参数和性能指标、寿命(包括易损件)、结构/配置特点(包括材料)、运行特性、检修条件、服务、制造质量和供货业绩等。

评标因素中凡可以用金额合理计算的均应按其保证值(经分析认为可信时)计算成金额,例如容量/能力、经济性能(汽轮机热耗、锅炉及其他设备效率、厂用电耗)和供货范围的差异等。

不能用金额计算的一般采用打分法。要选择技术报价文件内容中有差异的主要内容作为评标因素,并应根据其重要程度确定其权重。已有典型的评标因素可作参考时,评标委

员会(小组)可以根据技术报价文件实际情况调整和选用。

评标因素的计算确定,需要结合国内电力市场的变化和电、煤等合理取价,精心计算,体现对电力设备要求的导向。如汽轮机热耗考核值以额定出力时的数值作为唯一评标值是否合适。

评标必须按照招标文件规定的内容进行,除考虑总报价水平外,还应考虑生产业绩、经验、技术能力、服务水平、设备性能、质量、交货期及投标人信誉等因素,根据预定的评分标准和方法进行综合比较,提出预中标投标人顺序。

## 5.8 定标

主机设备由项目招标领导小组根据评标委员会(小组)推荐的预中标投标人顺序进行评审,初步确定预中标投标人,经招标人同意后报业主招标领导小组审定,再将审定结果报其领导机构招标领导小组批准。

主要辅机设备和合同金额 1000 万元以上的,由项目招标领导小组根据评标委员会(小组)推荐的预中标投标人顺序进行评审,初步确定预中标投标人,经招标人同意后,报业主招标领导小组审定,再将审定结果报其领导机构招标领导小组备案。

除上述以外的其他设备,由招标人确定中标单位,并将结果报业主招标领导小组备案。

## 6 其他招标

### 6.1 设计招标

(1) 招标必须具备的条件。招标前一阶段的设计成果已通过审查,并具有招标必须的基础资料。

(2) 一般应在可研阶段进行一次性招标。可研阶段已进行了设计招标的工程,初设一般不宜再招标。

(3) 设计招标一般采用公开招标或邀请招标,当出现以下特殊情况之一时,经有关部门批准,方可采用议标方式。

1) 国内符合资格要求并愿意参加投标的设计单位少于三家。

2) 特殊单项工程的招标。

3) 公开招标或邀请招标失败后,因时间等原因只能议标的。

4) 招标费用与项目价值相比,不值得的。

5) 因其他原因无法采用公开招标及邀请招标的。

(4) 设计招标应以设计技术方案和服务质量的竞争为主。

### 6.2 施工招标

(1) 招标必须具备的条件。

1) 工程初步设计及概算已经审查,资料能满足招标的需要。

2) 主要设备、建设场地和必要的建设资金已落实。

(2) 招标单位可根据工程规模,适当分岛进行招标,以利于发挥不同投标单位的专业优势。但不能将同一单位工程分割成几个分部、分项工程招标。

(3) 标底需由具备资质的单位编制,每个标只能编制一个标底,标底价格要公平合理,要考虑工程建设期间的物价风险,并进行工程质量、工期保障措施、最低工程成本、最大可能利润等技术经济分析,确定每个标的最低限制报价。

(4) 对电力建设项目的主体工程,一般最高报价不得超过标底价的 105%,最低报价不得低于标底价的 95%。

## 6.3 监理招标

(1) 招标必须具备的条件。项目可行性研究报告已经审查,项目申请已获核准;项目法人已登记注册并成立。

(2) 监理招标可采用公开招标、邀请招标或议标方式。采用邀请招标方式的,投标单位不应少于三个;采用议标方式的,投标单位不应少于两个。

(3) 一个招标文件只能编制一个标底,标底价格由成本、利润、税金等组成,要力求与市场的实际变化吻合,有利于竞争和保证工程监理质量。

## 6.4 调试招标

(1) 首先明确启动调整试验与施工的分工,确定调试的招标工作范围,然后编制标底。

(2) 其余与上述招标基本相同。

## 7 工程建设

电厂建设是由设备制造、设计、施工和运行四个方面共同参与的工作。按照设计文件完成火力发电厂全部建筑、机械、电气施工和启动调整试验,达到正常发电,交付运行的全过程,是火电厂建设的关键程序。

火电厂施工的特点是建筑施工和设备安装的工序交叉多,主厂房设备和管线布置密集,焊接量大,重型构件和大型设备吊装要多工种配合施工。为使工程达到工期短、质量好、工效高、成本低的目标,需要严密的施工组织和施工管理方法。

随着社会主义市场经济的发展,根据工程的具体情况,例如资金来源及贷款方对工程风险分担的要求、项目法人的能力等,施工在工程建设中的位置有所不同,此处仅从常规施工过程进行叙述。

### 7.1 施工

施工全过程原包括施工、启动试运两部分。由于启动试运的工作量和技术专业性的增大,逐渐从施工中分离出来。

施工是按照火电厂施工的技术经济规律,运用计划、组织、核算和监督等职能,将全部施工活动,在时间和空间上科学地组织起来,以投入最少的人力、物力、财力,在合理时间内完成电厂建设任务。

一般施工分施工准备和施工两个阶段。

#### 7.1.1 施工准备

施工准备分前期准备与现场准备两个时期。

(1) 前期准备。进入现场前的准备工作。根据对现场条件的调查和初步设计内容,参与设计单位编制施工组织设计纲要,内容有工程量估算、施工方案初步选择、总平面布置方案和主要工程项目控制进度,以及大型机具配置计划等。

(2) 现场准备。开始进入现场至工程开工为止的准备期。进入现场的条件是工程及施工用地的征租手续已办妥;现场主要障碍物已拆除;完成了厂区的“五通一平”(指公路、铁路、通信、水、电通,场地平整)。

现场准备期间,首先要编制施工组织总设计,开始进行各项临建的施工。

#### 7.1.2 施工

安排施工顺序的基本原则是:

(1) 处理好地下与地上关系。地下工程包括地基处理、基础、沟管道、地下坑(室)及回填土等,宜按本期工程范围一次完成。



厂区的雨水、排水干线和循环水管要在开工初期完成,以保证厂区排水畅通、主干道路完好。

高空施工的烟囱和冷却塔与临近建筑物施工适当叉开。

(2) 主厂房施工。主厂房结构复杂,工程量集中,是施工进度的关键项目,一期多台机组工程的主厂房建筑,一般按顺序施工,逐台厂房交付安装,组织好建筑与安装的工序交叉,如主厂房框架施工与除氧器水箱,粗、细粉分离器就位的配合等,使建筑与安装保持一定间隔。但随着施工技术的进步和市场的需要,目前一期多台机组工程多采取两个施工单位从主厂房两端(四台机组从中向两端)同时施工(建筑与安装或分或合)的模式,以加快整个工程的进度。

(3) 设备安装。设备安装是以锅炉钢构架起吊作为安装开始的里程碑。锅炉安装工程量最大,特别是超临界、超超临界锅炉,焊接工作量既大又难;安装完工后还要经过水压试验、酸洗、点火、吹管、仪表和自动控制系统调试等步骤才能使机组整套启动,是一个关键进度。

(4) 电源系统建设。新建电厂的试运电源需从电网输入,所以有关的倒电系统应先期施工;近代电厂的仪表与控制保护装置日益完善也更为复杂,调试项目多;加之大型电厂的厂用电系统的监控都纳入了机组分散控制系统(DCS);电力和控制电缆数量非常大,并且这些安装工作一般都在施工的中后阶段才能进行,需要妥善安排以保证整套启动的进度。

(5) 其他项目施工。江河湖海的取水设施和煤码头,以及近年来的脱硫系统和中水处理系统,一般都采用分岛总承包给专业公司,作为主体施工单位要很好组织和协调。

### 7.1.3 施工管理

(1) 施工组织设计。施工组织设计是组织施工的指导性文件,内容有:主要施工方案、施工总平面布置图、施工综合进度表、现场施工人员数、大型临时工程和设施、施工技术及物资供应计划、施工电源和水源等的供应,以及机械化施工等方面。主要施工方案是按照工程、设计、设备特点及机械配备等条件编制的。主要施工方案一般包括:地基处理、土石方开挖与回填、主厂房结构、烟囱、水泵房和冷却塔的施工方案;锅炉安装、汽轮发电机安装、凝汽器安装、静电除尘器安装的方案和特重件(包括汽包、主变压器、发电机定子、除氧器给水箱)的运输、起吊、就位方案等。

(2) 施工总平面布置图。施工总平面布置图是各个主要环节综合规划的成果,主要任务是完成施工场地的划分,交通运输的组织,各种临建、施工设施、电源和水源供应、器材堆放等方面的布置。

(3) 施工综合计划进度表。施工综合计划进度表是用以协调全部施工活动,按照各分项工程量大小,试运行的先后,相互间的关系,以及人力、物力等各种因素综合安排后的平行作业计划。

进度表有网络施工进度表、斜线施工进度表和横线施工进度表三种。

1) 网络施工进度表:即关键路径图,可以形象而明显地找出工程施工的主要矛盾线(即关键路径),便于及时解决问题,保证进度。

2) 斜线施工进度表:一般用于主要单项工程进度方案的比或多台机组流水作业的组织。

3) 横线施工进度表:适用于月、旬作业计划进度的安排。

### 7.1.4 施工工期

施工工期是一个比较难以简单界定的问题。特别是近年来,施工单位作为企业进入市场,以及如前所述施工模式的改变和施工手段的进步,施工工期日趋缩短,新建和扩建对工期的影响也逐渐减小,目前一个 $2\times 600\text{MW}$ 机组工程的第一台机组的施工期(主厂房破土动工至第一台机组168h满负荷试运结束)最短为22~28个月。

### 7.2 启动调试

启动调试是火电基本建设工程的最后一个关键阶段。其基本任务是使新安装机组安全顺利的完成整套启动并移交生产,投产后能安全稳定运行,形成生产能力,发挥投资效益。

启动调试与施工的分工一般为:单体调试由施工单位负责,分系统试运调试与整套启动试运调试由调试单位承担。

### 7.3 性能试验、达标投产和竣工验收

#### 7.3.1 性能试验

机组的性能试验的目的是考验机组各主、辅机及系统是否达到设计性能。一般在机组完成168h(或300MW以下72h+24h)满负荷试运移交试生产后进行;条件具备时,部分项目可在机组整套试运期间进行;所有试验应于试生产期结束前完成。

#### 7.3.2 达标投产

达标投产是为了稳步提高火电大机组建设质量和整体移交生产水平,使项目能充分发挥投资效益。

(1) 达标投产的考核内容。

- 1) 安全管理。
- 2) 质量与工艺。
- 3) 调整试验。
- 4) 技术指标。
- 5) 工程档案。
- 6) 综合管理。

(2) 达标投产的考核程序。

1) 自检。机组投产后的3个月内,由项目法人主持,参建的设计、施工、调试、监理、生产等单位接受检查。

2) 预检。在机组考核期满后1个月内完成,由自检的上级单位主持。

3) 复检。在机组考核期满后3个月内完成,由达标复检单位主持。

#### 7.3.3 竣工验收

在本期工程最后一台机组试生产(自满负荷试运结束开始六个月内)结束后,由业主的上级部门组织竣工验收,对工程进行综合评价。

## 8 环境保护

火力发电厂在建设过程中和建成投产后对附近地区环境会造成影响。加强环境保护是落实科学发展观的重要举措,必须用科学发展观统领环境保护工作,依靠科技进步,发展循环经济,完善监督体制,建立长效机制,在发展中解决环境问题。

大型火电厂占用土地,使用一次能源和水资源,排放废气、废水和废渣,给环境带来一定的影响;补给水有相当部分是变成废水排放的;另外,还有约一半的热量作为废热由循环冷却水带出排放。因此,火电厂给厂内环境、当地环境、地区环境,甚至全球环境都会带来一定的不良



影响。

所以，火电厂必须实行环境保护，贯彻国家颁布的有关环境保护的法令、条例、标准和规定（当地方有特殊规定时，还必须符合地方的有关标准）。

## 8.1 目前环境保护要求

环境保护法规对国家机关、企事业单位、团体和公民在环境保护方面的行为准则和违章责任做了规定，内容十分广泛，与电力行业有关的主要内容有大气污染防治、水污染防治、固体废物的污染防治、噪声的污染防治。

(1) 大气污染防治。修订后的《中华人民共和国大气污染防治法》中规定：“国家实行按照向大气排放污染物的种类和数量征收排污费的制度”。对“大气污染物总量控制区”内的企事业单位，核发主要大气污染物排放许可证。新建、扩建排放二氧化硫火电厂，超过规定的污染物排放标准或者总量控制指标的，必须建设配套脱硫、除尘装置或者其他控制二氧化硫排放、除尘的措施。企业应当对燃料燃烧过程中产生的氮氧化物采取控制措施。对火电厂排放的烟尘、二氧化硫和氮氧化物限值在《火电厂大气污染物排放标准》中作了相应的规定。

(2) 水污染防治。为贯彻《中华人民共和国水污染防治法》，依据水体的不同功能和水的不同用途，国家制定颁发了《地面水质量标准》、《地下水质量标准》、《海水质量标准》、《生活饮用水卫生标准》、《农业用水水质标准》和《渔业水水质标准》等，对火电厂工业废水排放的水质及其水量在《污水综合排放标准》中也作了规定。

(3) 固体废物的污染防治。实行减少固体废物的产生量、对固体废物实行充分回收和合理利用，促进清洁生产和循环经济发展。并采取有利于固体废物综合利用活动的经济、技术政策和措施。为鼓励企业开展燃煤电厂粉煤灰综合利用，国家制定了许多有关相应的规定。

(4) 噪声的污染防治。“工业噪声污染防治”规定“在城市范围内向周围生活环境排放工业噪声的，应当符合国家规定的工业企业厂界环境噪声排放标准”，“产生环境噪声污染的工业企业，应当采取有效措施，减轻噪声对周围生活环境的影响”。为贯彻环境噪声污染防治法，国家制定颁发了《城市区域环境噪声标准》、《工业企业厂界噪声标准》等。

## 8.2 环境保护措施

### 8.2.1 大气污染防治

GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》分三个时段，对不同时期的火电厂建设项目分别规定了排放控制要求：

1996 年 12 月 31 日前建成投产或通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，执行第 1 时段排放控制要求。

1997 年 1 月 1 日起至本标准实施前通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，执行第 2 时段排放控制要求。

自 2004 年 1 月 1 日起，通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目（含在第 2 时段中通过环境影响报告书审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，自批准之日起满 5 年，在本标准实施前尚未开工建设的火电厂建设项目），执行第 3 时段排放控制要求。

#### 8.2.1.1 烟尘防治对策

(1) 烟尘最高允许排放浓度和烟气黑度限值。火力发电锅炉烟尘最高允许排放浓度和烟气黑度限值见表 1.3-2。

表 1.3-2 火力发电锅炉烟尘最高允许排放浓度和烟气黑度限值

项 目	烟尘最高允许排放浓度 (mg/m <sup>3</sup> )					烟气黑度 (林格曼 黑度，级)
	第 1 时段		第 2 时段		第 3 时段	
实施时间	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日
燃煤锅炉	300 <sup>①</sup> 600 <sup>②</sup>	200	200 <sup>①</sup> 500 <sup>②</sup>	50 100 <sup>③</sup> 200 <sup>③</sup>	50 100 <sup>③</sup> 200 <sup>③</sup>	1.0
燃油锅炉	200	100	100	50	50	

① 县级及县级以上城市建成区和规划区内的火力发电锅炉执行该限值。

② 县级及县级以上城市建成区和规划区以外的火力发电锅炉执行该限值。

③ 在本标准实施前，环境影响报告书已批复的脱硫机组，以及位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于 0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。

④ 以煤矸石等为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量小于或等于 12 550 kJ/kg）的资源综合利用火力发电锅炉执行该限值。

(2) 粉尘控制方法分燃烧前控制和燃烧后控制两类。燃烧前控制是对燃料进行预处理，如洗煤、煤的气化和液化等洁净煤技术，以减少燃料中的灰分和硫分。燃烧后控制主要是在锅炉尾部安装合适的除尘器。火电厂中最常用的除尘器有旋风除尘器、水膜除尘器、文丘里除尘器、干式静电除尘器、袋式除尘器。对于大容量锅炉，一般均采用干式静电除尘器。除尘器的除尘效率随粉尘特性、除尘器结构和运行工况的差异而有所不同。

在选择除尘设备系统时，除考虑粉尘排放标准、除尘设备的除尘效率、灰渣综合利用途径和有关技术经济指标外，还应掌握：①粉尘特性。包括粒径分布、浓度、密度、比电阻、磨损性、黏结性、吸湿性、放射性和化学成分及回收价值。②烟气特性。包括流量、温度、压力、湿度、成分、腐蚀性和反应活性。

#### 8.2.1.2 硫氧化物 (SO<sub>x</sub>) 防治对策

(1) 二氧化硫最高允许排放浓度。火力发电锅炉二氧化硫最高允许排放浓度见表 1.3-3。

表 1.3-3 火力发电锅炉二氧化硫最高允许排放浓度 mg/m<sup>3</sup>

时 段	第 1 时段		第 2 时段		第 3 时段
实施时间	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日
燃煤锅炉及 燃油锅炉	2100 <sup>①</sup>	1200 <sup>①</sup>	2100 1200 <sup>②</sup>	400 1200 <sup>②</sup>	400 800 <sup>③</sup> 1200 <sup>④</sup>

① 该限值为全厂第 1 时段火力发电锅炉平均值。

② 在本标准实施前，环境影响报告书已批复的脱硫机组，以及位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于 0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。

③ 以煤矸石等为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量小于或等于 12 550 kJ/kg）的资源综合利用火力发电锅炉执行该限值。

④ 位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于 0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。

在本标准实施前，环境影响报告书已批复的第 2 时段脱硫机组，自 2015 年 1 月 1 日起，执行 400mg/m<sup>3</sup> 的限值，其中以煤矸石等为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量小于或等于 12 550kJ/kg）的资源综合利用火力发电锅炉执行 800mg/m<sup>3</sup> 的限值。

部分地区（特别是“两控区”）根据其实际情况对二氧化硫排放总量进行限制，相应对电厂的二氧化硫排放总量下达总量指标，也需满足。

(2) 降低二氧化硫排放浓度的办法。

1) 改用低硫燃料。

2) 燃料脱硫。它的方法有洗煤、煤的气化和液化。洗煤工艺基本成熟，但洗煤只能除掉大部分无机硫。煤的气化正处于工业试验示范阶段，如整体煤气化联合循环。

3) 燃烧脱硫。它是燃料燃烧与脱硫反应同时进行，其方法是在燃烧过程中加入适量的石灰石等碱性吸收剂，这给锅炉制造厂提出了一个课题，特别是在大型锅炉上如何能取得突破。炉内喷钙、流化床燃烧就属于这种工艺。

4) 烟气脱硫。这是当前普遍采用的办法，而且在不断发展和提高。

8.2.1.3 NO<sub>x</sub> 防治对策

(1) 火力发电锅炉氮氧化物最高允许排放浓度。火力发电锅炉及燃气轮机组氮氧化物最高允许排放浓度见表 1.3-4。第 3 时段火力发电锅炉需预留烟气脱除氮氧化物装置空间。液态排渣煤粉炉执行  $V_{daf} < 10\%$  的氮氧化物排放浓度限值。

最高允许排放浓度		mg/m <sup>3</sup>		
时 段		第 1 时段	第 2 时段	第 3 时段
实施时间		2005 年 1 月 1 日	2005 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日
燃煤锅炉	$V_{daf} < 10\%$	1500	1300	1100
	$10\% \leq V_{daf} \leq 20\%$	1100	650	650
	$V_{daf} > 20\%$			450
燃油锅炉		650	400	200
燃气轮 机 组	燃 油			150
	燃 气			80

部分地区（特别是“两控区”）根据本地情况对氮氧化物排放总量进行限制，相应对电厂的氮氧化物排放总量下达总量指标，也需满足。

(2) 控制方法。控制方法可分为两大类：改进燃烧过程，限制 NO<sub>x</sub> 的生成；烟气脱硝技术，减少已生成的 NO<sub>x</sub>。改进燃烧过程的方法主要有：

1) 低过剩空气运行。多级进风又称分段送风，分段燃烧。

2) 烟气再循环。采用低 NO<sub>x</sub> 燃烧器，采用流化床燃烧。

8.2.1.4 联合脱硫/脱硝工艺

它是用某种脱硫工艺结合脱硝工艺达到烟气中 SO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub> 合并脱除的目的；特别是要求在装置上尽量一体化，技术上相互增效，既达到深度脱除效果而避免废水废渣排放，又有可能将硫及其他有害物质转变成有利用价值的副产物的联合净化系统。它是常规燃煤发电机组烟气净化的主要发展方向，目前多处于研究开发阶段。

8.2.2 水排放污染防治

火电厂排放的废水按排放方式区分，有经常性排水和非

经常性排水，经常性排水又有间断与连续之分。按来源不同，常见的有：

(1) 凝汽器开式（直流供水）冷却系统的排水和闭式（循环供水）冷却系统冷却装置的排污水。

(2) 冲灰冲渣系统排水。包括湿式除尘器排水、水力冲灰、冲渣水和灰场排水。

(3) 化学水处理阳、阴离子交换器再生、清洗等废液。

(4) 锅炉化学清洗废液。

(5) 停炉保护排水。

(6) 含油废水。

(7) 煤场排水。

(8) 生活污水。

(9) 锅炉水侧、火侧、空气预热器和烟囱等清洗废水。

(10) 脱硫废水。

8.2.2.1 废水处理

应结合生产工艺统一考虑，通过系统和综合的分析选用比较经济、合理的处理方案。其原则是：

(1) 改革生产工艺，尽可能在生产过程中减少废水的排放量和控制废水中污染物的浓度。

(2) 考虑回收利用和循环使用。例如，在水力输灰系统中考虑灰水或渣水的再循环系统，以便重复利用，做到不排或少排废水。

(3) 清污分流，一水多用。例如，将冷却塔排污水用作冲灰、冲渣；将主厂房生产排水收集在一起，经适当处理作循环冷却水的补充水等。

(4) 从全局出发，加强水的科学管理（又称水务管理）。使单位发电量的水耗量、排水量达到最理想的水平。

火电厂的废水处理系统有分散处理、集中处理和分散与集中相结合三种处理方式。

8.2.2.2 热污染防治

当火电厂采用直流式或混流的冷却水系统时，其冷却水取自江、河、湖（库）、海，需水量很大，使用后的水一般温度升高 8~10℃，直接排入水体，使水体积蓄了大量的热量，有可能造成热影响或热污染。

根据火电厂的具体条件，利用热排水出口动量和周围水体的掺混特点，采用不同的取、排水工程布置措施（如分列式、重叠式和差位式）和不同取、排水方式（如岸边排、江心取；表面排、深层取和深层排、表层取），从而达到有利取水和降低热排水温度及其影响范围的综合效益。

8.2.3 固体排放污染防治

火电厂排出的渣、粉煤灰及脱硫废弃物（如石膏等）均可综合利用，这样可减少堆灰场地，减轻灰渣对水体和大气的污染，又可创造一定的经济效益。

在不能综合利用时，可排入灰渣场堆放。但灰渣及脱硫废弃物严禁排入江、河、湖、海等水域。

为防止固体废弃物对地下水或地表水的污染，灰场宜采用干灰场。为避免扬尘污染，应对干灰进行碾压，并在灰场四周种植防护林。

对于水灰场，必须采取防渗和灰水回收措施，保证灰水不外排。灰场可采用分格运行，格内堆灰达到一定高度和坡度时，针对部分存灰存放时间较长因脱水而形成干灰面灰层，风速较大时易产生局部扬尘的现象，灰场要保持一定水位，同时在堆灰达到一定高度后及时覆土，以防止扬尘污染。

8.2.4 噪声污染防治

火电厂是一个噪声源相对集中、噪声辐射量大、噪声种



类繁多的场所。

在新建、扩建和改建工程的工程设计和施工建设中,首先应考虑好噪声的预防措施。如在厂址选择时,将厂址选在尽量远离市区和人口集中的场所;在厂区规划设计时,根据声音传播的衰减性与指向性,按不同要求建立不同的声学环境区域合理布局;在工程设计时,对设备安装地点、系统布置和建筑结构的设计要符合降噪和防噪原则;在设备选型和材料选择时,尽量采用噪声小、防噪性能好或配备了消声装置的设备,以及降噪性能好的材料;在施工安装过程中,加强质量管理和验收,消除或降低因振动、摩擦和泄漏可能引起的噪声。

对已产生的超标噪声,可通过下述三种途径加以治理:

1) 噪声源控制。噪声源控制就是控制噪声源的发射功率和辐射区域。方法有两种,一是改进设备和系统某些部件的加工精度和装配质量,以降低设备及系统的噪声水平。二是利用声的吸收、反射和干涉特性,采用各种技术措施屏蔽声源,以减弱噪声的辐射。

2) 噪声传播途径控制。采用屏蔽措施阻挡噪声的传播或采用阻尼措施将传播中的声能转变为热能。

3) 个人防护。在不能进行噪声源控制和传播途径控制的场所,可采取佩戴护耳器(如耳塞、耳罩、防声头盔等)或在噪声环境中设置隔声间等办法,减轻接受者所接受的噪声强度或在噪声中暴露的时间。

### 8.3 水土保持

水土保持是指对自然因素和人为活动造成水土流失所采取的预防和治理措施。

工程建设必须依法按照水土保持技术规范编制水土保持方案,其目的和意义在于:

(1) 明确工程建设的水土流失防治责任范围,为防治本工程建设所造成的水土流失、保护和恢复项目区生态环境提出切实可行的水土流失防治措施。

(2) 为主体工程设计、施工及上级部门审查提供水土保持技术依据。

(3) 将水土流失防治工作纳入工程建设的总体安排和年度计划中,实行水土保持工程与主体工程的“三同时”。

(4) 为水行政主管部门对本工程的水土保持工作进行监督、验收提供依据。

根据电力工程建设布局及区域内的水土流失特点,水土流失防治一般分为如下防治区域:厂区、施工生产生活区、厂外道路及铁路专用线(如有)、供排水及输灰管线、煤场及输煤系统、贮灰场、煤码头(如有)、取土场、通信与输电线路区。

对于上述区域,应当尽量减少破坏植被;废弃的砂、石、土必须运至规定的专门存放地堆放,不得向江河、湖泊、水库和专门存放地以外的沟渠倾倒;在铁路、公路两侧地界以内的山坡地,必须修建护坡或者采取其他土地整治措施;工程竣工后,取土场、开挖面和废弃的砂、石、土存放地的裸露土地必须植树种草;因建设使植被受到破坏的,必须采取措施恢复表土层和植被,防止水土流失。

### 8.4 绿化

发电厂的厂区绿化,不仅美化环境,还能达到防尘降噪、减少裸地、防止水土流失的目的。

一般可在厂区四周围墙内设置防护林带,结合厂内纵横布置的主要道路和次要道路的绿化防护林,形成一个完整的

防护林网体系。同时各功能区包括主厂房区、卸贮煤场、辅助附属设施区内除建筑物、构筑物永久占地及生产工作场地硬化外,尽量增加绿化面积。根据功能分区不同、建筑群体的平面布置格局及使用特点,按照适地适树适草的原则,选用观赏性常绿乔木、花灌木、草坪,与道路防护林进行混合配置、多层次绿化,做到点、线、面和草、灌、乔、花相结合。

在灰场四周设防护林带,可防止干灰飞扬,避免二次污染,也可防止水土流失。灰场运行期满,灰面覆土植草绿化。

### 8.5 节水

火力发电厂节水工作的任务是:认真研究各系统用水、排水的要求和特点,分析影响节水的各种因素,制定和实施一系列有效的技术措施,使有限的水资源在火力发电厂发挥其最大的综合经济效益和社会效益。

火力发电厂节水应根据厂址地区的水资源条件,因地制宜,合理控制耗水指标。做到既要满足电厂安全、经济、文明生产的需要,又应符合当地水利规划、水资源利用规划和水资源保护管理规划的要求。

#### 8.5.1 冷却系统的节约用水

火力发电厂设备的冷却方式和冷却用水,应根据水源条件通过技术经济比较确定。在靠近煤源且其他建厂条件良好而水资源匮乏的地区,经综合技术经济比较认为合理时,宜采用空冷式汽轮机组;滨海火力发电厂的主机凝汽器冷却水应使用海水,辅机宜采用海水开式与淡水闭式相结合的冷却系统。

火力发电厂在运行中应根据水源水温和气象条件的季节性变化及机组负荷的增减等因素,对冷却水系统进行水量调节。调节手段可根据具体条件进行选择,通常有循环水泵动叶调节、改变循环水泵转速、选择最佳水泵运行台数、调节用水管路阀门开度等。

冷却水系统中的冷却塔应装设除水器。在大风地区建造的逆流式自然通风冷却塔,其填料底部至集水池间宜装设挡风隔板,集水池周围应设回水台。

#### 8.5.2 除灰渣和烟气净化系统的节约用水

火力发电厂除灰渣和烟气净化方式的选择,应把节约用水作为一个重要因素来考虑,严重缺水地区和条件合适的火力发电厂宜采用干式除尘、干式除灰渣及干贮灰场。当环保要求烟气脱硫时,上述地区的火力发电厂应考虑采用有利于节水的脱硫技术。

采用水力除灰系统的火力发电厂(海水除外),灰浆的浓度应采用高浓度(水灰比不超过2.5~3)或中浓度(水灰比不超过5~6),不应采用低浓度水力除灰系统。

滨海电厂当采用水力除灰渣方式时,宜尽量利用海水。

当采用干式除尘和厂外高浓度或中浓度水力输灰系统时,厂内宜采用干灰集中后再加水制成灰浆的水力除灰系统。

锅炉排渣装置宜采用节水型设备。

#### 8.5.3 其他系统的节约用水

火力发电厂的热力系统应具有高度的严密性,应加强对生产和生活用汽、水的管理,降低汽水损失率。

#### 8.5.4 各系统排水的重复利用

火力发电厂各系统的排水,应按照“清污分流”的原则分类回收和重复利用。水质、水温能满足生产工艺要求的应直接复用,水质或水温不能满足生产、生活要求的宜经过处



理或降温后再利用，并应力求使水质处理的工艺最简单和最经济。

火力发电厂排水重复利用的方式一般有：

(1) 循环使用。它指排水经简单处理或降温后仍用于原工艺流程。

1) 冷却水的重复利用。带冷却塔的循环冷却水系统的浓缩倍率应根据水源条件（水量、水质和水价等）、节约用水要求、环境保护要求、水处理费用及药品来源等因素经技术经济比较后确定。一般控制在3~5倍，在特殊情况下可采用更高的浓缩倍率。

凝汽器的冷却水排水（直流供水系统）或排污水（循环供水系统），宜直接或经过简单处理后作为除灰渣或其他系统的供水水源。

火力发电厂的辅机冷却水排水宜循环使用或梯级使用。

空冷汽轮机组的辅机冷却水宜采用带冷却塔的单独循环冷却水系统。

辅机冷却水系统宜采用压力排水以便于回收。

2) 除灰渣和烟气净化系统水的重复利用。锅炉排渣装置的溢流水，经澄清和冷却后宜循环使用或作为冲灰渣用水。

当锅炉灰渣和制粉系统排出的石子煤在厂内采用水力集中并采用脱水仓、浓缩机或沉灰渣池进行脱水或浓缩时，其排水经澄清后应循环使用。

贮灰渣场的澄清水一般不宜外排，应根据澄清水的水量、水质、灰渣场与电厂之间的距离、电厂的水源条件及环保要求等，经综合技术经济比较后确定回收利用方式。

3) 热力系统水的回收再利用。热力设备和管道应设置完善的疏水、放水和锅炉排污水回收利用系统。设置汽轮机旁路装置的再热式机组应充分发挥旁路回收工质的功能，减少机组启停过程和机炉负荷不平衡时的锅炉排汽量。

(2) 串用（或梯级使用）。它指在水质、水温能够满足另一流程要求的条件下，上游流程的排水使用于下游对水质、水温要求不高的流程。

(3) 处理后回用。它指不适合串用的各类废（污）水，经收集处理后变为可用水回用。

#### 8.5.5 加强水量计量和水质监测

火力发电厂的用水和排水系统应配置必要的水量计量和水质监测装置，以便运行人员对全厂水系统的运行情况进行全面监视，随时掌握系统中各处的水量和水质，根据节水的要求进行有效控制。

## 第 4 章 火力发电工程发展动向

### 1 发展趋势

虽然我国电力工业得到了较快的发展,装机容量和发电量均居世界第二,但是还存在电源结构不合理,大机组的比重仍然偏小;从参数等级来看,平均技术水平不够先进;火电厂的供电煤耗还较高;燃气—蒸汽联合循环机组的比例过低,平均单机功率过小,电源调峰能力不足;供热机组的容量比例有待进一步提高;火电机组中的空冷机组容量比例与我国水资源紧缺程度,缺水地区地域面积所占比例不够相称等问题。

能源与环保仍然是当今世界工业发展的两大主题。火力发电工程追求的目标是:提高能源利用效率,节约能源,延长既有资源的使用年限;减少  $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$ 、粉尘和  $\text{CO}_2$  的排放,保护环境,使人类健康、快乐的生活。

分析世界发达国家的电力发展计划,火力发电工程的发展趋势是:

- (1) 在现在超超临界机组的蒸汽参数基础上,继续提高参数,将蒸汽压力提高到 35MPa 以上,温度提高到 700℃ 等级或更高,使电站的效率达到 60% 左右。
- (2) 进一步提高燃气轮机的初温达到 1500℃ 或更高,使燃气—蒸汽联合循环发电机组的发电效率达到 60% 左右。
- (3) 发展 IGCC 技术,通过商业化应用示范工程,提高 IGCC 电站效率和降低建设成本,实现零排放。
- (4) 发展以煤气化为基础的多联产技术。开展煤气化—燃料电池—燃气—蒸汽联合循环发电研究。
- (5) 合理利用煤炭资源,发展大容量循环流化床锅炉。
- (6) 合理利用能源,发展大容量的热电联产机组。
- (7) 对水资源不丰富的国家或在缺水地区采用大容量的空冷机组。
- (8) 多元化发展除尘、脱硫、脱硝技术,实现除尘、脱硫、脱硝等环保工艺路线多元化的应用。

### 2 进一步提高机组蒸汽初参数

在发电循环中,蒸汽参数是决定机组的热经济性的重要参数。提高火力发电机组参数是提高发电效率、节省能源的最重要途径。由于热效率提高,煤耗降低,相对的烟气排放量少,烟气中的污染物排放量也相应降低,因此提高蒸汽参数不仅是能源充分利用的重要途径,也是对保护环境的有力措施。

超临界机组的效率可比亚临界机组提高两个百分点左右,而超超临界机组其效率又比超临界机组提高 4 个百分点左右。

从世界上各国在超临界机组发展的情况看,主蒸汽参数在不断地提高,到 20 世纪 90 年代,主蒸汽压力为 25~30MPa,主蒸汽温度为 560~600℃ 的超临界机组已成功地投入商业运行。据预测,到 2010 年,主蒸汽压力将达到 30~35MPa,主蒸汽温度将达到 600~630℃,到 2020 年,主蒸汽温度将达到 700℃。届时燃煤机组的发电效率达到 50% 是完全可能的。

主蒸汽参数提高的程度关键是看高温部件用材料的发展。为了打破高温材料的瓶颈,在欧盟支持下,欧盟准备建设高参数示范电厂,把蒸汽温度提高到 700℃,压力达到 37.5MPa。美国和日本也有类似的计划。届时燃煤机组电厂的发电效率有望达到 55%。

我国国产第一台 600MW 超临界机组 2005 年已在河南沁北电厂成功投产,第一台 1000MW 超超临界机组也已在 2006 年 11 月于浙江玉环电厂投产。科研人员正准备加紧高温部件用材的研究,为继续提高我国超超临界机组的参数而努力。

### 3 发展大容量循环流化床锅炉 (CFB)

我国煤炭资源丰富,一次能源以煤炭为主。在采煤过程中,有相当数量的低质煤、劣质煤、煤矸石,在常规煤粉炉中很难完成能量转换,往往被废置堆放,造成占地、环境污染。利用循环流化床锅炉则能够较好地完成这些低劣质煤炭的能量转换,并具有简单、有效的流程,在炉内加石灰石脱硫,且由于燃烧温度低,同时可以控制  $\text{NO}_x$  的排放。从有效地利用低劣质煤炭燃料、保护环境的角度,发展循环流化床锅炉是十分必要的。

目前,我国已能自主设计制造 300MW 循环流化床锅炉,要在推广应用不断提高其可靠性或可用率。在此基础上,进一步开发 600MW 超临界循环流化床锅炉,2010 年完成示范工程建设。2020 年可生产 600MW 超超临界循环流化床锅炉。

### 4 发展燃气—蒸汽联合循环机组

由于燃气—蒸汽联合循环发电具有热效率高、节水、环保性好、工程投资省、建设周期短、运行灵活可靠、便于调峰运行、自动化水平高等特点,越来越普遍地成为世界各国电网上的重要发电“成员”。

要发展燃气—蒸汽联合循环发电,关键是要有先进的燃气轮机。F 级燃气轮机是目前世界应用最为广泛的先进机型,世界上已运行的达几千台。在所在电网中起着发电、调峰的重要作用。F 级燃气轮机的参数一般是:燃气初温 1235~1315℃,压缩比 15~16.5,单循环热效率 36%~38%,联合循环发电效率 56%~57%。在此基础上 GE 公司和 MHI 公司开发的 G 级、H 级燃气轮机有了新的发展。燃气初温达 1430℃,压缩比 23,单循环效率 40%,联合循环效率达 60%。H 级燃气轮机的高温部件采用单晶材料,高温段叶片和导叶采用蒸汽冷却。冷却蒸汽来自汽轮机再热冷段,在燃气轮机内换热后引出燃机体外,回到蒸汽轮机再热热段进入汽轮机内做功。因此,G 级、H 级燃气轮机一般不用于单循环,更适用于联合循环带基本负荷。

2001 年以来,我国通过以“市场换技术”三次捆绑招标,引进了世界三大燃气轮机制造商 F 级和 E 级燃气轮机的制造技术,将通过引进技术消化吸收、国产化、再创新发展我国的燃气轮机工业。

我国石油、天然气资源有限,而煤炭资源及年开采量在



世界上名列前茅。人工煤气、高炉煤气、煤矿的煤层气有着广阔的市场前景,而这些资源的热值远低于石油和天然气,在燃烧技术上它们对燃机有着不同的要求。标准状况下,一般气化技术生产的人工合成气热值约为  $10.467\text{MJ}/\text{m}^3$ ,高炉煤的热值约有  $3.349\text{MJ}/\text{m}^3$ ,巷道煤层气的热值约为  $8.374\text{MJ}/\text{m}^3$ ,而天然气、石油的热值一般为  $33.49 \sim 41.868\text{MJ}/\text{m}^3$  左右。这对燃气轮机提出了不同的要求,在相同条件下,燃烧温度、通流面积等均有所不同。

我国煤的气化利用已提到日程,煤层气、高炉煤气资源丰富,迫切需要发展自主知识产权的燃用低热值合成煤气的燃气机组。

## 5 建设整体煤气化燃气—蒸汽联合循环 (IGCC) 示范电站

随着燃气轮机技术的发展和煤的气化、净化技术的发展完善,20世纪90年代以后,世界上商业应用的IGCC示范电厂相继运行。其烟气污染物排放量如下: $\text{SO}_2$  排放浓度小于  $25 \times 10^{-6}$ ;  $\text{NO}_x$  排放浓度小于  $25 \times 10^{-6}$ ; 烟尘排放浓度微量。采用F级、E级燃气轮机的IGCC电站的供电效率达到  $40\% \sim 43\%$ 。工业污水做到零排放,发电耗水指标约相当于普通燃煤机组的  $45\%$ ,显露出了其环保技术的突出优势。同时IGCC电站以煤先气化后燃用使  $\text{CO}_2$  零排放成为可能,为实现  $\text{CO}_2$  的零排放奠定了基础。

目前用于IGCC的大型气化技术主要分为两大流派,即以Shell公司为代表的干粉加料喷流床纯氧气化技术和以Texaco为代表的水煤浆加料喷流床纯氧气化技术。从20世纪末开始,两种技术在世界各地均已有多台300MW级的IGCC电站投产。

由于IGCC发电工程造价高和目前的效率不优于超超临界机组,因此尚没有进入商业化。

经过多年对IGCC技术的科研,以及我国电力制造、设计能力的发展,国内配套IGCC建设的能力已经基本具备,为目前IGCC项目的建设和推广提供了条件。

2005年,我国在山东兖州矿务局建设了80MW的IGCC示范项目,采用了自主开发的  $1150\text{t}/\text{d}$  的水煤浆气化炉,6B低热值燃气轮机,共计已运行数千小时。

开展前期工作的IGCC项目有10多个,分布在烟台、天津、杭州等地,其中已有多个项目完成或正在进行可行性研究工作。

2006年我国启动了绿色煤电计划,一方面对50MW等级的燃煤机组改造为IGCC的示范项目,另一方面开始建设250MW级IGCC电站示范工程,并准备第二阶段建设300~400MW级IGCC电站示范工程。

## 6 燃料电池

燃料电池是将燃料的化学能通过化学反应直接转化为电能的装置。它像电池一样有正负极,不同的是不断地补充燃料和氧气,它就不断地向外供电。这一点又像内燃机。但它的工作温度低得多,且本体没有转动部件。燃料电池供出的是直流电。单个燃料电池的发电量很小。但可由多个单元组成燃料电池堆。目前高温燃料电池堆可以做到200kW到几兆瓦,甚至更大。正在研制开发中的“煤气化”—固体氧化物燃料电池(SOFC)混合循环,其系统发电规模将达到600MW左右。其系统循环效率约达60%。这种混合循环含有IGCC的部分和燃料电池部分。

燃料电池的最大特点是能量转换效率高,氢气燃料电池

效率可达70%以上;几乎没有大气污染,无噪声,振动小;应用广泛,携带方便。从小型家电到汽车、船舶、信息通信系统、社会办公服务系统都把它用作电源,避免了一般电池的频繁充电。简化了传统供电的复杂变压输电供电系统。未来大型燃料电池电站亦可成为向电网供电的电源点。由于燃料电池的突出优点,使燃料电池的研究开发,燃料的获得、堆型的大型化系统的运行条件、参数的优化成为目前世界性热门的课题,欧美和日本都为此赋予了极大的投入。我国已将燃料电池的开发列入了“863”计划,国内科研院所、大专院校做了大量的基础研究工作,取得了显著的成果,为发展我国的燃料电池,提供了一定的基础。

燃料电池一旦被商业化推广应用,将会给人们的电力供应带来革命性的变革。燃料电池以其突出的高效、环保、方便、灵活的特点进入能源社会,前景非常广阔。

## 7 大型空冷发电机组

我国已有容量为10000多MW的空冷机组在运行,是世界上拥有空冷机组容量最多的国家。最大容量为亚临界600MW直接空冷机组,单机容量与国际相当,其各项指标已达到世界先进水平。

20世纪80年代,我国从匈牙利引进了混合式凝汽器的间接空气冷却系统后,成功地自主开发了20MW间接空冷汽轮机,在山西大同电厂安装投运,之后通过引进技术的消化吸收,又制造了多台同类型空冷机组。20世纪90年代初又相继自主开发制造了200MW混合式凝汽器间接空冷机组及表面式凝汽器的间接空冷机组。目前,已掌握了亚临界参数的300MW和600MW直接空冷机组设计制造技术,已经有数10台成功运行,还有数10台正在生产制造中。目前正在建设600MW级超临界直接空冷机组(自主设计开发三缸四排汽和双缸双排汽的600MW超临界汽轮机);采用表面式凝汽器的山西阳城电厂600MW亚临界间接空冷机组首台将在2007年底投产,采用混合式凝汽器的600MW超临界间接空冷机组已进入工程设计阶段;1000MW级超超临界空冷机组已有工程完成前期的研究工作。

## 8 大容量热电联产机组

全国热电联产机组约为2300台,平均35MW/台,约占全国火电装机容量的15%,承担了全国工业供热量的80.5%,民用采暖供热量的26%,供热机组供热标准煤耗  $40.22\text{kg}/\text{GJ}$ 。

我国热电联产总规模小,发展不均衡。北方地区采暖城市集中供热普及率不到30%,其中热电联产约占2%。2003年以来开始大量建设100MW以上的大型供热机组,其中300MW超高参数大容量凝汽采暖两用供热机组就有30多台,节能效益得到很大提高。

目前国内已投入运行的抽汽凝汽机组最大为142MW;背压机组最大为50MW;凝汽采暖两用机组最大为300MW,正在规划论证600MW级超临界凝汽采暖两用机组的建设。

300MW热电联产机组发电煤耗基本与超超临界机组相当(约为  $275\text{g}/\text{kWh}$  或更低)。热电联产机组的可靠性基本与同容量纯凝机组一致。

## 9 发展火力发电环保技术装备

我国火电厂用煤灰分较高,平均在28%左右。电力系统烟尘排放量、 $\text{SO}_2$  的排放量、 $\text{NO}_x$  排放量均很高,是我

国各行业的首位。我国与发达国家在标准控制指标上和实际排放水平上都存在着很大的差距。

自 20 世纪 80 年代开始,我国的电站锅炉都开始安装电除尘器。90 年代初开始在电厂进行安装烟气脱硫装置的工业试验,在成功的基础上逐步推广。2000 年以后,为了节约能源和减少污染物的排放,除了发展高参数大容量的火电机组外,决定大力发展除尘、烟气脱硫、烟气脱硝等火力发电环保装备,并在电厂大力推广应用。现在,这一工作取得了很大成绩,还在继续加紧进行。

(1) 除尘技术装备。我国已掌握 1000MW 及以下机组的电除尘器设计、制造及安装技术,除尘效率满足目前国家排放标准控制要求。通过引进技术和自主创新,先后在 200MW 和 300MW 机组应用布袋除尘器,600MW 机组选择布袋除尘器也已在安装过程中。电袋除尘器已在中小型机组中得到应用。

(2) 脱硫技术装备。近年来,我国烟气脱硫产业化取得了重大进展。目前,我国完成火电厂烟气脱硫装机容量 250 000MW。

已有石灰石—石膏湿法为主的十多种烟气脱硫工艺技术得到应用。国内已拥有了 300MW 及 600MW 机组自主知识产权的石灰石—石膏法烟气脱硫工艺技术。已掌握烟气循环流化床半干法烟气脱硫技术、NID 法烟气脱硫技术、炉内喷钙+尾部增湿活化技术、电子束烟气脱硫技术工程应用。

(3) 脱硝技术装备。我国在新建机组普遍采用低  $\text{NO}_x$  燃烧技术。

截至 2006 年底,已有 9 个电厂采用选择性催化还原法 (SCR) 或选择性非催化还原法 (SNCR) 烟气脱硝装置投入运行,脱硝装置容量约 6000MW,21 个电厂拟建脱硝装置,脱硝效率基本控制在 50%~80%。

## 第2篇 火力发电厂设计

主编单位：中国电力工程顾问集团公司

中国电力工程顾问集团东北电力设计院

中国电力工程顾问集团华东电力设计院

中国电力工程顾问集团中南电力设计院

中国电力工程顾问集团西北电力设计院

中国电力工程顾问集团西南电力设计院

北京国电华北电力工程有限公司

中国电力建设工程咨询公司

主 编：赵 洁

编写人员：赵 洁 祁恩兰 谢秋野 赵 敏 张 键 徐海云  
郝仲好 武一琦 柴靖宇（中国电力工程顾问集团公司）

马文忠 黄春联 侯明辉 宋哲峰

（中国电力工程顾问集团东北电力设计院）

许忠卿 邹金昌 李佩建 沈勤峰 金黔军 张晓华

苏辛果 陆家铭 舒子恺 凌和宾

（中国电力工程顾问集团华东电力设计院）

胡方荪 陈银洲 裴 华

（中国电力工程顾问集团中南电力设计院）

周以国 张晓江 杨月红 张蜂蜜 解宝安

（中国电力工程顾问集团西北电力设计院）

程天麟 殷禄祺 刘壮炎 吴 桐 郝明章 黄佑验

（中国电力工程顾问集团西南电力设计院）

秦裕碧 冯 璟 李京一 李玉峰 王宝福 宋 奕

张富礼 周 军 鞠 红 谢 滨

（北京国电华北电力工程有限公司）

葛增茂（中国电力建设工程咨询公司）





# 第1章 概述

## 1 总则

### 1.1 火力发电厂设计在工程建设中的重要作用

工程设计是将科学、技术、经济和方针政策综合应用于工程建设项目的一门应用技术科学。火力发电厂设计是设计单位遵照国家政策和法规,吸收国内外先进的科学技术成果和生产实践经验,为工程项目提供建设依据的设计文件和图纸,并为项目建设的施工安装、调试和试运行提供服务的整个活动过程。

火力发电厂设计是电力工程基本建设的重要阶段,设计文件是电力工程建设项目核准、施工和生产的主要依据。同时,设计也是电力工程建设的龙头,在电力工程建设中起主导作用。工程项目需要设计单位为有关部门的宏观控制和为项目法人的决策提供科学依据;项目核准后,能否保证工程建设质量、控制工程建设进度和工程投资;项目建成后,能否获得最大的经济效益、环境效益和社会效益,设计都起着关键的作用。设计工作直接影响电力设施建成投产后的安全稳定运行,对电力生产的劳动生产率和经济效益起着决定作用。因此,设计是整个电力工程的灵魂,如果设计方案先天不足,工程投产运行后就很难弥补。没有现代化的设计,就没有现代化的建设。

### 1.2 火力发电厂设计的指导思想及总的要求

火力发电厂设计的指导思想及总的要求是:

(1) 贯彻“安全、可靠、经济、适用、符合国情”的建设方针,进行多方案优化论证,有效控制工程造价。

(2) 从全局出发,正确处理国家与地方、工业与农业、近期与远期、主体设施与辅助设施的关系,努力提高工程项目的社会效益和经济效益。

(3) 以电厂全寿命期内效益最大化为根本目标,各工艺系统和设备的设计及选型,都要从提高电厂的整体性能和可靠性出发,在保证机组可靠运行的基础上,简化系统,不随意提高备用裕度。

(4) 积极推广应用新技术,促进技术进步和产业升级,努力提高工程设计技术水平;工艺系统设计和设备、建筑结构选型应贯彻技术先进、安全可靠的原则。

(5) 落实节约资源的基本国策,推广应用高效节能技术,提高能源利用效率,节约能源资源;贯彻节约用地的基本国策,尽量利用非利用地和劣地,最大限度地少占耕地、不占良田;注意避免大量的拆迁,减少土石方工程量;贯彻节约用水的原则,积极采取节约用水措施,减少水量消耗。

(6) 严格执行国家环境保护政策,减少污染,烟气、废水、噪声等污染物的排放应符合国家及地方的规定和标准。

(7) 提高整体效果和水平,总体规划和建筑设计应因地制宜、合理布置、协调一致;厂区、车间布置要提高综合技术水平,合理分区,方便施工、检修和运行操作;采用简朴大方、便于维护的外观设计,精简节约附属设施设计。

(8) 设计中应考虑方便施工、有利于合理缩短工期的技

术方案。

### 1.3 火力发电厂的主要类型

火力发电厂的类型可按采用的燃料、动力设备的类型、功能、蒸汽压力参数及冷却方式等分类,类型名称分别如下:

(1) 按火力发电厂采用的燃料,可分为燃煤发电厂、燃油发电厂、燃气发电厂、燃油页岩发电厂、生物质发电厂、垃圾发电厂等。

(2) 按火力发电厂动力设备的类型,可分为蒸汽动力发电厂(常规火力发电厂)、燃气轮机发电厂、燃气—蒸汽联合循环发电厂等。

(3) 按火力发电厂的功能,可分为凝汽式电厂和热电厂。其中,热电厂常规供热机组分为抽汽机组、背压机组和抽凝机组。抽汽机组又分为单抽机组和双抽机组,背压机组又分为背压机组和抽汽背压机组。

(4) 按火力发电厂蒸汽参数的高低,可分为中压、高压、超高压、亚临界、超临界、超超临界电厂。

(5) 按火力发电厂汽轮机排汽冷却方式,可分为湿冷发电厂和空冷发电厂。

(6) 为保护环境和提高热循环效率,可采用洁净煤发电技术(CFBC)、整体煤气化联合循环发电技术(IGCC)及增压流化床联合循环发电技术(PFBC-CC)。

### 1.4 设计手段及发展趋势

过去,设计和制图采用计算尺、算盘、图板、丁字尺、三角板、圆规、铅笔等工具,完全依靠手工作业方式完成,套用率低,工作量大,效率低。从传统的手工作业方式,到20世纪90年代中期完全抛开图板、采用CAD技术是设计领域中的一次革命。采用CAD技术后,设计工作规范化,分析计算、出图、生成设计文件等都由计算机完成,从而大大提高了设计质量和设计效率,设计方案更加优化,绘图质量明显提高。在计算机辅助设计(二维平面设计)的基础上,到20世纪末开始应用的三堆设计和集成设计系统又是一次从二维走向三维的设计革命。三维设计技术建立了直观的带有数据属性的数字化三维模型,为设计提供了一个设计共享平台,能够让所有相关设计者异地协同设计,实时在线参考不同设计专业、不同设计者的设计成果,使不同设计专业、设计者的设计联络和交流保持通畅,保持了设计配合工作的协调一致,可避免设计差错和设计疏漏等问题的出现,使传统设计无法避免的老大难问题得到根本性的扭转。

因此,计算机技术在设计领域的应用不仅是设计手段的创新,更是设计领域的一场工业革命,它对设计思路创新和设计水平的提高发挥了不可估量的作用。

实践证明,计算机在工程设计中的应用具有强大的生命力。随着计算机技术的广泛应用,以数据库为中心、以网络为支撑、以三维设计为主要特征的集成系统正在向更高层次的水平发展。近年来,数字化电厂技术正在兴起,正在成为设计手段的发展趋势。数字化电厂可给企业信息化管理带来

极大的便利，提高电厂的生产管理效率。

## 1.5 火力发电厂设计各主要阶段的划分

### 1.5.1 火力发电厂设计各主要阶段的划分

火力发电厂勘测设计的全过程一般划分为初步可行性研究、可行性研究、初步设计、施工图设计、施工配合、竣工图、设计回访总结、项目后评价八个阶段，可根据各工程具体条件确定。火力发电厂勘测设计阶段划分如图 2.1-1 所示。

### 1.5.2 火力发电厂设计各主要阶段的区别及联系

#### 1.5.2.1 初步可行性研究阶段与可行性研究阶段的区别及联系

初步可行性研究阶段与可行性研究阶段的主要工作是落实厂址的外部条件，但两个设计阶段又有区别和联系。

##### (1) 区别。

1) 工作的范围和深度方面。初步可行性研究阶段工作的范围较广、深度较浅，基本以收集、分析、整理资料为主；可行性研究阶段的工作范围基本限定，但内容的深度、广度更详尽，需进一步进行调查、收资、勘测和试验工作，对建设的必要性、技术的可行性和经济的合理性作深入的分析、论证和评价。

2) 落实厂址条件。初步可行性研究阶段仅要求从众多厂址中推荐两个及以上的厂址进入可行性研究阶段，初步落实建厂条件，争取不出现颠覆性问题；可行性研究阶段要求从初可推荐的两个及以上的厂址中确定一个厂址，要求完全落实建厂条件，不仅其技术条件应该满足工程要求，要求投资估算相对准确，还要取得相应行政主管部门的批复文件。

(2) 联系。初步可行性研究阶段为可行性研究阶段的工作创造条件，但在初步可行性研究阶段不要求解决可行性研究阶段才能够解决并要求解决的问题；可行性研究是在初步可行性研究的基础上，进一步落实各项建厂条件。初步可行性研究阶段主要对多个厂址条件及在电力系统中的地位进行评述；可行性研究则要详细论证电厂建设的必要性，厂址在技术上的可行性和经济上的合理性，落实建厂条件，全面阐明工程项目能够成立的根据。

#### 1.5.2.2 可行性研究阶段与初步设计阶段的区别及联系

##### (1) 区别。

1) 工作的重点方面。可行性研究阶段是项目前期工作的最后一个环节，是项目投资的前期论证工作，重点是落实建设条件、确定厂址，提出建设规模、机组选型意见，提出初步的总平面、竖向布置方案和主要工艺方案，提出建设进度、投资估算和经济效益分析等，做出项目是否可行的最终结论；从初步设计阶段开始，工程项目进入实施阶段，初步设计是项目准备阶段最重要也是最关键的工作，是项目开工的主要条件之一，重点是确定工程项目建设具体方案和投资规模，并为施工准备和生产准备提供条件。

2) 工作的目的方面。可行性研究阶段的成果为项目投资决策服务，也是编制项目申请报告的依据；初步设计阶段的成果为下阶段设计服务，是施工图设计的依据。

(2) 联系。在前期工作中，项目核准机构对项目核准的批复意见、审定的可行性研究报告和接入系统、用地预审、环境保护、水土保持、水资源论证及取水许可申请，以及供热规划等各单项报告及批复意见等，都是开展初步设计的依据。在初步设计工作中，均应按有关批复意见贯彻落实。

#### 1.5.2.3 初步设计阶段与施工图阶段的区别及联系

##### (1) 区别。主要体现在两个设计阶段的重点工作方面。

初步设计阶段的重点工作是确定主要设计原则、编写主辅机技术条件、进行现场勘测工作；施工图阶段是根据初步设计阶段确定的主要设计原则，重点工作是提供具体加工制造、建筑物施工和设备及管道安装的详细图纸，如系统图、总图、布置图、详图等，提出设备材料清册和规格要求，进行各项计算，编制工程预算等。

(2) 联系。审定的初步设计是主要辅机招标、主要施工单位招标及编制施工图的依据。在施工图设计中，应贯彻执行初步设计阶段确定的设计原则。

#### 1.5.2.4 施工图阶段与施工配合阶段的区别及联系

##### (1) 区别。主要体现在两个设计阶段的工作内容方面。

在施工图阶段已经完成满足现场施工要求的全部施工图；在施工配合阶段，主要是进行工程的设计交底、设计变更、质量监督和工地服务。

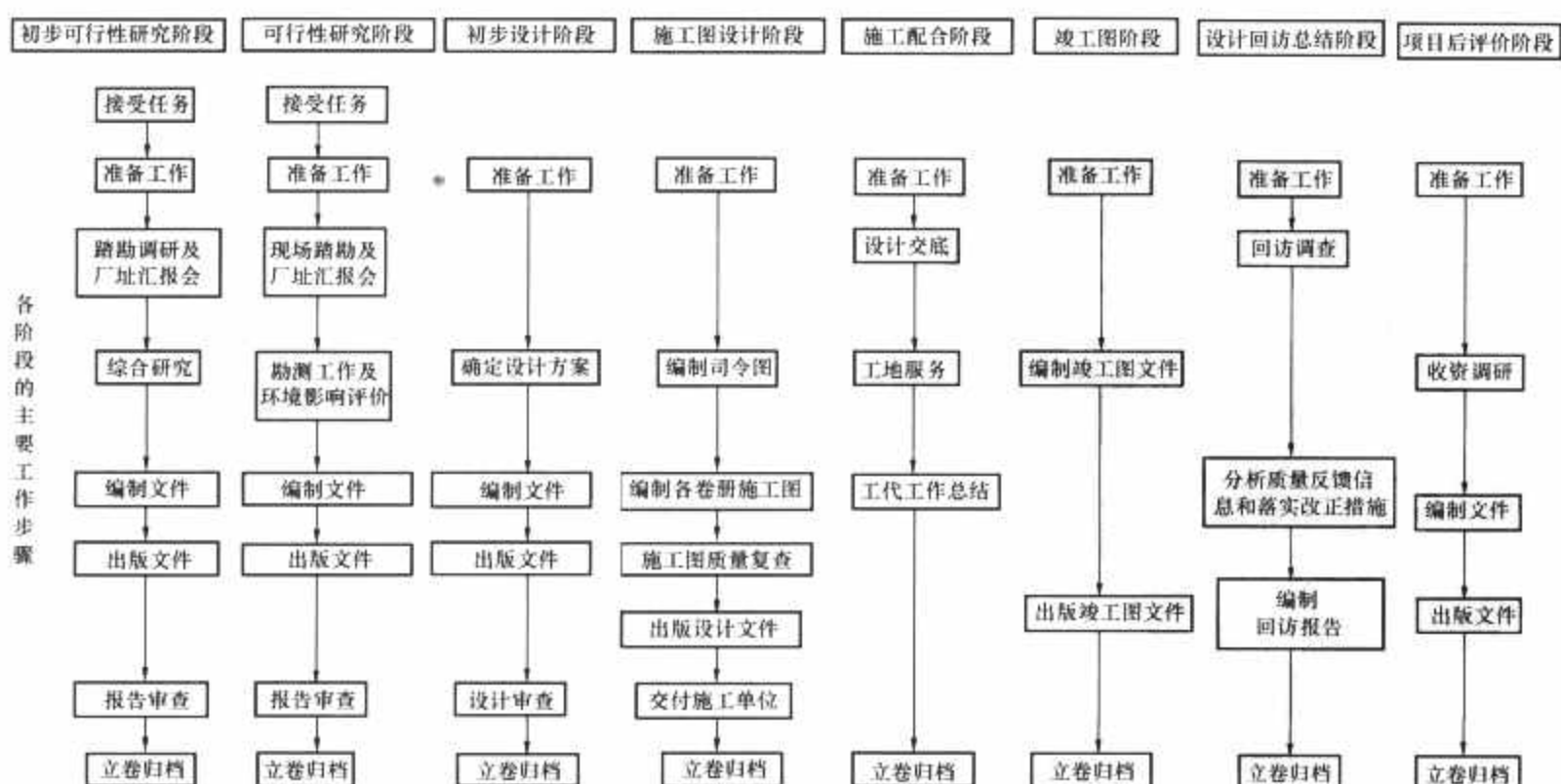


图 2.1-1 火力发电厂勘测设计阶段划分



(2) 联系。现场施工的依据是施工图, 在施工配合阶段, 工地代表要给现场施工人员解释设计意图及施工注意事项等, 使现场施工实现设计预期的要求。

#### 1.5.2.5 施工配合阶段与竣工图阶段的区别及联系

(1) 区别。施工配合阶段的主要任务是为现场施工服务, 在施工配合阶段因设计错误或考虑不周, 或者应施工、运行或项目法人的要求等原因, 会发生对施工图设计的更改。竣工图阶段主要任务是根据施工配合阶段现场产生的施工图更改文件, 对原施工图进行修改。

(2) 联系。施工配合阶段产生的设计变更文件与施工图设计文件、图纸具有同等效力, 是竣工图阶段编制文件的依据。

## 2 初步可行性研究阶段

### 2.1 初步可行性研究的作用和任务

初步可行性研究是新建工程项目建设中的一个重要环节, 是从国家电力发展规划、电力产业政策、区域资源优化配置及地区电力发展规划和市场需求研究, 电网结构、资源情况 (包括一次能源和水资源) 和运输系统的现状与规划、环境状况等方面分析, 在几个地区或指定地区分别调查可能建厂厂址的条件, 并对可能造成厂址颠覆性因素进行论证; 经过对多个厂址方案进行技术和经济比较, 择优推荐出两个或以上可能建厂的厂址方案作为开展可行性研究的厂址方案。因此, 初步可行性研究的工作是必要和重要的, 是进一步编制项目可行性研究报告的依据。

初步可行性研究的任务是: 论证建厂的必要性; 进行踏勘调研、收集资料, 必要时进行少量的勘测和试验工作, 对可能造成厂址颠覆性因素进行论证, 初步落实建厂的外部条件; 新建工程应对多个厂址方案进行技术和经济比较, 择优推荐出两个或以上可能建厂的厂址方案作为开展可行性研究的厂址方案; 提出电厂规划容量、分期建设规模及机组选型的建议; 提出初步投资估算与经济效益分析。

### 2.2 初步可行性研究报告的编制依据

初步可行性研究报告的编制依据主要是: 国家和地方的中、长期电力发展规划, 地区城市及工农业发展规划, 地方政府各主管部门的选址意见, 现行国家及部颁行业有关规程、规定和规范, 项目法人对初步可行性研究报告编制的委托函。

### 2.3 初步可行性研究的主要工作步骤

初步可行性研究的主要工作步骤有:

(1) 接受任务。受项目法人的委托, 接受任务后开展初步可行性研究工作。

(2) 准备工作。准备工作包括组成设计项目组、编制准备工作及现场踏勘工作大纲、各专业分别开展工作等。

(3) 踏勘调研。收集、核实有关建厂条件和各项资料; 根据收集到的资料和有关部门的意见拟订几个厂址方案和现场踏勘范围; 进行现场踏勘, 进一步收集资料, 落实建厂条件; 项目法人取得有关部门对各种建厂条件的同意或意向性文件。

(4) 综合研究。综合研究包括对收集到的原始资料和现场踏勘获得的资料进行分析和处理; 论证建厂的必要性; 推荐两个及以上的厂址进入可研; 初步落实建厂外部条件; 对电厂规划容量提出建议; 根据厂址条件及轮廓进度, 通过分

析提出投资估算; 研究工程设想的初步可行性, 并作为各方案的技术和经济比较的基础, 择优推荐出两个或两个以上建厂地区的顺序及可能建厂的厂址与规模; 提请当地政府领导主持汇报会议, 听取有关初步可行性研究工作汇报和推荐意见, 协调各部门意见, 对厂址排序提出建议, 并形成会议纪要。

(5) 编制文件。在现场踏勘和初步方案研究的基础上, 编制初步可行性研究报告。

(6) 出版文件。出版初步可行性研究报告文件。

(7) 报告审查。项目法人委托有资质的单位对初步可行性研究报告进行审查。

(8) 立卷归档。将初步可行性研究阶段形成的成品文件和原始文件、材料立卷归档。

### 2.4 初步可行性研究阶段的主要工作内容

#### 2.4.1 初步可行性研究阶段的主要工作

根据各工程具体条件, 初步可行性研究阶段的主要工作包括输电系统规划设计、热电联产规划、铁路 (或码头)、燃料来源、电厂水源、水文气象、岩土工程、装机方案论证等, 一般按初步可行性研究总报告和各专题报告分卷册编制出版。当有多个设计单位参加初可研报告编制时, 应明确其中一个为主体设计单位。主体设计单位应对所提供其他各参加设计单位的原始资料的正确性负责, 对相关工作的配合、协调和归口负责; 并负责将外委单项研究报告文件的主要内容及结论性意见经确认后归纳到初可研报告中。

#### 2.4.2 初步可行性研究总报告的主要内容

初步可行性研究总报告的主要内容如下:

(1) 概述。说明任务依据、项目概况、工作过程及工作组织等。

(2) 电力系统。叙述电力系统的现状及电力发展规划; 电力负荷预测及电力电量平衡, 推荐机组年利用小时; 说明本项目在电力系统中的作用及建设规模; 说明电厂与电力系统连接方案的设想, 出线电压等级、方向和回路数; 从电力系统的角度说明本项目建设的必要性。

(3) 供热系统。如该工程有供热功能, 需说明供热系统的现状、发展和区域 (或企业) 的热力规划或热电联产规划; 收集或预测近、远期热负荷的大小和特性; 初步确定热电厂的供热介质和供热范围, 并初步确定供热参数和供热量; 对机组选型提出初步建议, 并说明存在的主要问题及对下阶段工作的建议; 从满足供热需求方面说明本项目建设的必要性。

(4) 燃料供应。说明燃料来源及资源情况, 取得燃料供应原则协议, 并说明存在的主要问题及对下阶段工作的建议; 说明燃料品质及燃料消耗量, 初步确定燃料的运输方式和运距。

(5) 建厂条件。

1) 厂址概述。说明各厂址所在地区概况, 厂址地理位置、厂址附近自然环境、城镇规划、厂址地形地貌、文物古迹、地下矿藏资源、军事设施及机场, 厂址按设计重现期的江、河洪水位 (或高潮位) 和最高内涝水位等情况, 提出厂址拟用地规模、用地现状及类型, 以及与土地利用总体规划的关系等, 厂外设施与厂区的距离及厂址范围内初步的拆迁量和土石方工程量。

2) 交通运输。说明厂址周围的铁路、水路和公路的现状, 规划情况和运输条件, 存在的主要问题及对下阶段工作的建议。必要时委托有资质的单位对电厂大件设备运输进行

专题论证。

3) 水文气象。充分收集当地水文气象资料 and 进行现场踏勘, 统计分析各厂址的水文气象条件, 绘制风玫瑰图, 对水源、内涝、防洪(潮)、波浪、河床(岸滩)演变等影响建厂的主要水文气象条件提出估算成果与定性的分析判断, 对推荐的各厂址方案提出存在的主要问题及对策下阶段工作的建议。

4) 电厂水源。说明各厂址的供水水源及水质、冷却方式、冷却水量和补给水量。各供水水源须取得水行政主管部门原则同意使用该水源的文件, 并初步明确允许取水量。充分收集各供水水源的水文资料, 当地现状、近期及远期工农(牧)业、城市居民生活和其他等用水量情况, 水资源利用规划, 水利工程现状及规划等资料, 分析现状及规划情况下, 设计保证率枯水年份电厂用水的可靠性, 经初步比较, 提出推荐的供水水源方案、存在的主要问题及对策下阶段工作的建议。当电厂用水与工农(牧)业及城市用水有矛盾时, 提出解决矛盾的初步方案和意见。

5) 贮灰场。说明各厂址可供选择的贮灰场情况, 包括灰场用地面积、容积、存灰年限, 灰场与各厂址的距离、交通情况、相对高程, 灰场拟用地规模、用地现状及类型、与土地利用总体规划的关系及拆迁工程量, 按规定设计重现期的山洪流量、洪水位或最高内涝水位及灰场的暴雨总量, 拟建灰场坝址的工程地质及水文地质条件。

6) 厂址区域稳定与工程地质。收集分析区域稳定、地震、地形、地貌、水文地质、矿产资源、文物古迹及当地的工程地质与岩土工程等资料, 通过现场踏勘, 进一步了解地质构造、地基土的性质、不良地质现象、地下水情况、压矿及压覆文物古迹的可能性。分析区域构造断裂与历史地震资料, 以及场地的岩土性质和不良地质现象, 对场地的稳定性和厂址的工程地质条件、地基类型, 以及环境地质问题作出基本评价, 提出是否适宜建厂与下阶段尚应查清和解决的问题。

(6) 工程设想。叙述电厂规划容量及分期建设规模、机组容量、参数与机炉类型的选择, 以及建设进度的初步设想; 论述电厂总体规划、输煤、除灰、供水、岩土工程、供热、电气主接线等与初步投资估算有关的初步设想; 说明脱硫、脱硝拟采用的工艺方式; 脱硫剂、脱硝还原剂的来源、运输、制备及储存; 副产品的初步处理方式等内容。

(7) 环境保护。叙述厂址所在地区的环境现状; 说明地方环境保护主管部门的意见和要求; 根据国家环境保护的有关法规、规定, 结合当地气象、地形、地貌、周围环境和电厂煤、灰、水等条件, 以及灰渣综合利用的情况, 进行环境影响综合分析, 初步预测工程对环境可能造成的影响, 并提出拟采取的环境保护及治理措施的初步设想、存在的主要问题及对策下阶段工作的建议。

(8) 厂址方案与技术经济比较。论述各厂址方案的优缺点; 对各厂址方案的规划容量和本期规模进行技术经济比较, 包括电厂与送出工程的投资与运行费用, 对厂址方案进行初步的排序。

(9) 初步投资估算与经济效益分析。按现行《火电工程限额设计参考造价指标》或《电力工程建设投资估算指标》等与基建项目有关文件, 对推荐厂址方案进行初步投资估算, 推荐采用投资分析法, 也可参考类似工程, 采用估算编制法进行初步投资估算; 按现行的电力建设项目经济评价有关文件对推荐厂址方案进行财务评价分析测算经济效益, 并对总投资、年利用小时及燃料价格等要素变化进行敏感性分析。必要时可进行其他风险分析。

(10) 结论及存在的问题。综述建厂的必要性, 对各厂址方案是否具备建厂条件和经济上是否合理作出结论, 新建工程应对各厂址方案进行综合择优排序, 推荐2个及以上厂址方案作为开展可行性研究的厂址方案; 论述推荐厂址方案存在的主要问题及对策下阶段工作的建议。

(11) 附件。初步可行性研究报告附件有: 地方政府原则同意建厂的文件; 土地主管部门原则同意厂址(包括厂区、水源地、交通运输设施、灰场)用地的文件; 城市规划部门原则同意建厂的文件; 主管部门原则同意使用岸线的文件; 水行政主管部门原则同意取水的文件; 燃料产销集团同意供应燃料的原则协议; 环保部门原则同意建厂的文件; 其他具有管理权限的主管部门原则同意的文件(包括机场、军事设施、压覆矿藏、文物保护、水产保护、铁路接轨及承运、航运码头、航道、脱硫剂供应、灰渣综合利用、供热等); 利用城市再生水时, 还应取得与污水处理部门的供水协议及地(市、盟)级污水处理主管部门的文件。

(12) 附图。初步可行性研究报告附图有多个厂址的总体规划图[包括厂址地理位置、厂区、水源、交通运输、灰场位置及周边环境(如机场、自然保护区)条件等]、各厂址接入系统示意图、各厂址的总体规划图(包括厂区、水源、交通运输、灰场位置等, 附厂址技术经济指标)。

### 3 可行性研究阶段

#### 3.1 可行性研究的作用和任务

可行性研究对项目的投资决策起着决定性的作用。可行性研究成果是投资方进行投资决策的重要依据; 审定的可行性研究报告是编制项目申请报告的依据之一; 在项目核准后, 审定的可行性研究报告又是进行主机招标及开展初步设计的依据。因此, 可行性研究是基本建设程序中为项目决策提供科学依据的一个重要阶段, 发电厂新建、扩建或改建工程项目均需进行可行性研究, 编制可研报告。

可行性研究的任务是: 论证建厂的必要性和可行性; 新建工程应有两个及以上的厂址, 并对拟建厂址进行同等深度的全面技术经济比较, 提出推荐意见; 进行必要的调查、收资、勘测和试验工作; 落实环境保护、水土保持、土地利用、接入系统、热负荷、燃料、水源、交通运输(含铁路专用线、码头及运煤专用公路等)、贮灰场、区域稳定及岩土工程、脱硫吸收剂与脱硝还原剂来源及其副产品处置等建厂外部条件, 并应进行必要的方案比较; 对推荐厂址的总体规划、厂区总平面规划及各工艺系统提出工程设想, 应论证并提出主机技术条件; 投资估算应能满足控制概算的要求, 并进行造价分析; 财务评价所需的原始资料应切合实际, 利用外资项目的财务评价指标, 应符合国家规定的有关利用外资项目的技术经济政策。

#### 3.2 可行性研究报告的编制依据

可行性研究报告的编制依据主要是: 初步可行性研究报告及审查意见; 各单项设计审查意见; 政府及行业主管部门的相关文件; 近期电力发展规划; 现行国家及部颁行业有关规程、规定和规范; 若为扩建工程时, 老厂的原始设计资料; 可行性研究勘测设计合同。

#### 3.3 可行性研究的主要工作步骤

可行性研究的主要工作步骤有:

(1) 接受任务。受项目法人的委托, 与项目法人签订



合同。

(2) 准备工作。准备工作包括组成设计项目组,研究任务的文件和要求、初步可行性研究报告和审查文件,提出工作范围、主机(主设备)选型及计划进度的初步意见;各专业编写准备工作和现场踏勘工作大纲;根据工作大纲的要求收集资料。

(3) 现场踏勘及厂址汇报会。向当地政府有关部门汇报任务;进行现场踏勘,对收集的资料进行深入分析,研究建厂初步方案,落实建厂条件;项目法人取得有关部门原则性同意文件;提出下一步工作意见;在调查收资和综合研究的基础上进行技术经济比较,提出推荐的厂址位置的总体规划的初步意见及存在问题,提请当地政府主持并召集有关部门参加汇报会议,听取可行性研究报告工作组的汇报,请会议协调解决各部门的意见,进一步落实建厂条件,并形成会议纪要。

(4) 勘测工作、环境影响评价及接入系统、水土保持、铁路专用线(或码头)、水资源论证、地震安全性评价、地质灾害危险性评估等相关部分的可研或专题报告。由项目法人委托,并与项目可研工作同步进行,其中勘测报告(含工程地质、水文、气象)应在总报告前完成。

(5) 编制文件。在现场踏勘和现场初步方案研究的基础上,编写项目设计计划;各专业进行设计方案研究论证,通过多方案技术经济比较进行优选,确定主要设计方案;组织验收、确定推荐方案;各专业编制设计文件,提出工程量及投资估算;进行经济分析和评价;编制可行性研究报告,校审并签署设计文件,并提出质量评定意见。

(6) 出版文件。出版可行性研究报告文件。

(7) 报告审查。项目法人委托有资质的单位对可行性研究报告进行审查。

(8) 立卷归档。将可行性研究阶段形成的成品文件和原始文件、材料立卷归档。

### 3.4 可行性研究阶段的主要工作内容

#### 3.4.1 可行性研究阶段的主要工作

根据各工程具体条件,可行性研究阶段的主要工作包括:接入系统设计、供热机组厂内热网、铁路专用线(或码头)、勘测工作[包括工程测量、水文(气象)勘测、岩土工程勘测、水文地质详查等]、地质灾害危险性评估、地震安全性评价、水资源论证、水库、防洪影响评价、环境影响评价、水土保持评价、模型试验,提出推荐厂址、电厂总体规划和各专业工程设想、大件运输、投资估算及经济评价等,一般按可行性研究总报告和各专题报告分卷册编制出版。当有多个设计单位参加可研报告编制时,应明确其中一个为主体设计单位。主体设计单位应对所提供其他各参加设计单位的原始资料的正确性负责,对相关工作的配合、协调和归口负责,并负责将各外委单项可研报告或试验研究报告等主要内容及结论性意见,经确认后归纳到发电厂可行性研究总报告中。

#### 3.4.2 可行性研究总报告的主要内容

(1) 概述。说明项目概况及编制依据、研究范围与分工、建厂外部条件及主要设计原则、工作简要过程及主要参加人员等。

(2) 电力系统。阐述电力系统概况,进行电力负荷预测、电力电量平衡及分析。根据系统规划、市场分析,论述项目建设的必要性。说明项目与系统的连接、系统对项目主接线的要求等。

(3) 供热系统。如该工程有供热功能,需说明本项目所在地区供热热源分布、供热方式及热网概况,当地环境的基本现状及存在的主要问题;根据城市供热规划及热电联产规划,说明项目在当地(或区域)供热规划中的位置、承担的供热范围及供热现状、与其他热源的关系;按工业和民用分别阐述供热范围内现状热负荷、近期热负荷、规划热负荷的大小和特性,说明热负荷的调查情况及核实方法;确定热电厂的供热介质、供热参数和供热量;拟定厂内供热系统并对系统作相应的描述,提出主要设备选择意见;说明本项目与备用和调峰锅炉的调度运行方式,并说明存在的主要问题及对下阶段工作的建议;说明对配套的城市供热管网和工业用汽输送管网的建设要求。

(4) 燃料供应。根据项目法人取得的燃料供应协议文件,收集有关燃料储量、产量、供应点及数量,燃煤煤质、气质或油质资料、价格、运输距离及方式等资料,论述燃料来源及燃料品质分析;对于燃用天然气的电厂,应说明与厂外天然气管线接口的位置和参数(管径、压力等);当电厂建成投产初期采用其他燃料过渡时,应对过渡燃料进行相应的论证;根据本期工程拟采用的燃料品质资料及机组年利用小时数,计算单台机组、本期建设机组和电厂规划容量机组的小时、日、年消耗量;对燃煤电厂锅炉点火及助燃用燃料的品种、来源及运输方式进行论证并落实。

(5) 厂址条件。

1) 厂址概述。叙述厂址地理位置、厂址自然条件及厂址周围环境情况。

2) 交通运输。对于燃煤电厂,结合煤源情况,对电厂燃煤运输可能采取的运输方式(单独或联合)进行多方案的技术经济比较,经论证提出推荐方案。当采用铁路运输时,说明厂址附近国家或地方企业铁路线的现状及规划情况,电厂运煤铁路专用线的接轨站及可能引起的改造情况等;当采用水路运输时,说明厂址附近水路运输现状及规划情况,电厂运煤航道及卸煤专用码头的位置、等级、类型和泊位数等;当采用公路运输时,说明厂址附近公路现状及规划情况,由电厂至附近路网新建运煤专用公路的长度和等级。对于燃用天然气、液化天然气(LNG)、燃油的电厂,说明其采用的运输方式和接卸设施等条件。对电厂大件设备运输条件需进行分析论证。

3) 水文及气象。收集厂址和厂址地区详细的水文、气象资料,必要时设临时观测站获取相关资料。分析说明各工程点的设计洪(潮)水位,必要时分析说明相应浪爬高;受内涝影响时分析设计内涝水位;在河道管辖区内兴建(建)建筑物时需编制防洪影响评价报告。工程点位于河道或岸边时,需进行设计河段河床演变的查勘与分析,判别河床和岸边的稳定性。提出气压、气温、湿度、降水、蒸发、风及其他有关气象要素的特征值;空冷机组尚需提出特殊的气象要素。在上述工作的基础上编制水文气象专题报告,作为设计的依据。

4) 电厂水源。在掌握可靠和充分的资料基础上,必要时通过技术经济比较,提出电厂拟采用的供水水源和冷却方式(直流、循环、空冷等),并根据冷却水需水量及补充水需水量,说明各厂址的供水水源。需编制水资源论证报告,并取得水行政主管部门批复的取水许可申请书。

根据拟采用水源(如江河地表水、海水、城市再生水、矿井排水等)的特点,分析论证水源条件及落实情况。对采用直流冷却的电厂,需根据取、排水构筑物的布置和水功能管理的要求,论证温排水的影响。



5) 贮灰场(含脱硫副产品)。说明各厂址方案可供选择的贮灰场及贮灰方式;说明各贮灰场与对应厂址的方位、距离,各灰场地形地貌、用地类别、库容及拆迁量;说明水文及工程地质条件,说明建坝材料储量、运距及运输等灰场的建设条件。说明电厂年灰渣及脱硫副产品弃物量,提出规程要求储存年限的用地面积、堆灰高度和库容,并提出贮灰场分期建设使用的方案和意见;对以热定电的城市热电厂,需按热电联产有关规定设置事故备用灰场。若利用前期工程已建成的灰场时,尚应简述前期工程灰渣量、灰场的设计及运行情况,说明现有灰场储存全厂灰渣及脱硫副产品弃物时的储存年限;说明灰场用地、压覆矿产资源、有无文物及军事设施等文件的落实情况。

6) 地震、地质及岩土工程。对厂址的地震地质和工程地质等方面的区域地质背景资料进行研究分析,确定厂址区域地质构造发育程度,查明厂址是否存在活动断裂,以及危害厂址的不良地质现象,对其危害程度和发展趋势作出判断,并提出防治的初步意见。对可能影响厂址稳定的地质问题进行研究和预测,对于有可能导致地质灾害发生或地质灾害易发区的工程,需委托有资质的单位进行地质灾害危险性评估工作,提出场地稳定性和适宜性的评价意见,并在主管部门备案。需确定厂址的地震动参数及相应的地震基本烈度。初步查明厂区的地形地貌特征,应进行现场工程地质钻探工作,按有关的工作深度规定编写工程地质报告,提出主要建(构)筑物地基方案建议。厂址有压覆矿产资源情况时应查明压覆矿产类别、储量、深度、开采价值及其影响,有压覆文物、古墓等情况时,需探明情况并提出处理意见。

7) 厂址比较与推荐意见。根据建厂的基本条件和电力系统的要求,对2个及以上厂址方案进行综合技术经济比较,并提出推荐厂址的意见和规划容量的建议。

(6) 工程设想。论述全厂总体规划、厂区总平面规划及厂区竖向规划,拟订装机方案、主机技术条件、热力系统、燃烧制粉系统、电气系统、燃料输送系统、除灰渣系统、化水系统、热工自动化、主厂房布置、建筑结构、供排水系统及冷却设施、贮灰(含脱硫副产品)场、消防系统等方案,进行必要的技术经济比较并提出推荐意见。

(7) 烟气脱硫与脱硝。对烟气脱硫与脱硝工艺方案进行分析比较并提出推荐方案,对吸收剂和还原剂的来源、品种、数量、主要成分等进行调研论证,说明吸收剂和还原剂的运输、制备及储存方案,并说明工艺系统的布置方案、副产品的处理方式等。

(8) 环境保护与水土保持。进行厂址环境现状分析,说明项目污染物排放量。按国家颁布的有关环境保护法令、政策、标准和规定,提出项目建设对防治措施原则及污染物排放控制指标,对发电厂建设的环境影响进行预测。根据环境影响报告书和水土保持方案的批复意见,调整环境治理和水土保持措施。

(9) 土地利用。描述电厂拟选厂址与土地利用总体规划的关系,拟用地现状,厂址所需永久用地和施工期间所需临时租地的规模、类型,以及需征用土地情况等,占用耕地的,需提出对拟征土地进行补充耕地的初步方案。按国家颁布的有关土地政策、法令、标准和规定,提出电厂工程建设项目对用地的需求规模、测算方法、成本估算、时序安排等,并对是否符合土地利用总体规划或拟调整规划和占用耕地的情况,以及补偿标准和资金落实等情况进行说明。

(10) 综合利用。根据“贮用结合,积极利用”的原则

和国家对灰、渣和脱硫副产品综合利用的规定和要求,对灰、渣和脱硫副产品综合利用可行性项目进行市场调研。根据国家对热电联产项目建设的产业政策和有关技术规定的要求,对于以热定电的城市热电厂应落实灰渣及脱硫副产品全部综合利用的条件。

(11) 劳动安全。对新建和扩建电厂,从周边环境对电厂和电厂对周边环境形成的潜在危险因素作出分析,并提出相应的安全防护措施和建议。对电厂建设和生产运行期间的危险因素识别与分析、各工艺系统安全设计与防护、劳动安全投资及检测机构的设置提出建议。

(12) 职业卫生。新建电厂时,对当地流行地方病和疫情状况作出分析,并提出建设期间和生产运行期间的防护措施和建议。扩建电厂时,对产生职业病危害程度进行调查并分析原因,同时还从周边环境对电厂职工,以及电厂对周边人群是否形成危害作出分析,并提出整改措施和建议。对电厂生产运行危害因素识别与分析、厂区总平面布置、作业环境卫生防护设计、职业卫生投资及检测机构的设置提出建议,并对职业病危害提出防治措施。

(13) 节约和合理利用能源。设计中认真贯彻开发与节约并重、合理利用和优化配置资源的要求,在主要工艺系统设计、主辅机选型及材料选择中,拟定出应采取的节约和集约利用土地、节约燃料、节约用水、节约原材料及降低厂用电耗的措施。明确项目用地、煤耗、水耗、厂用电率等可控指标,并与国家规定的相关控制指标进行对比分析,提出项目节能、降耗的结论意见。

(14) 电厂定员。按有关规定和电厂管理体制,以及工艺系统的配置,结合项目主管单位的要求,对电厂各类人员配备提出方案建议。

(15) 项目实施的条件和建设进度及工期。

1) 项目实施的条件。它包括施工主要机具、施工场地条件和施工场地规划的设想;大件设备运输的可行性及推荐的运输方式,并提出相应的投资估算;提出施工用电、施工用水、施工通信等引接方案的设想;提出利用地方建筑材料的可行性。

2) 项目实施的建设进度和工期。它包括设计前期工作、现场勘测、专项试验、工程设计、工程审查、施工准备、土建施工、设备安装、调试及投产等项目的进度及工期。

(16) 投资估算、资金来源、融资方案及财务分析。

1) 投资估算。根据推荐厂址和工程设想的主要技术原则及方案编制项目的投资估算。编制说明包括编制的原则、依据、主要工艺系统技术特点及采用的主机价格来源等。编制建筑安装单位工程估算表、汇总估算表、其他费用计算表、总估算表及材料价差计算表。对项目投资估算的合理性进行分析,分析影响造价的主要因素,提出控制工程造价的措施和建议。

2) 资金来源及融资方案。资金来源及融资方案说明包括项目资金的来源、筹措方式及资金结构。项目资本金结构应明确投资各方的出资比例、币种和分利方式;项目债务资金结构应明确债务资金条件。当有多种投融资条件时,对投融资成本进行经济比较,选择最优的融资方案。

3) 财务分析。主要财务分析指标及简要说明内容包括财务内部收益率、财务净现值、项目投资回收期,总投资收益率、项目资本金净利润率,利息备付率、偿债备付率、资产负债率,盈利能力、偿债能力、财务生存能力分析,敏感性分析及说明。说明综合财务分析的结论,其中包括与国家公布的地区标杆电价及所在电网同类型机组平均上网电价对比说明。测算项目经营期平均上网电价或按投资方要求补充

其他方式电价测算。说明计算所采用的原始数据及计算依据。

(17) 风险分析。在可行性研究阶段,必要时项目法人应进行风险分析,并纳入可研报告中。项目设计单位应予以配合,并提供相应的技术数据。风险分析包括项目风险识别、项目风险估计、项目风险对策开发、项目风险对策控制等。

(18) 结论与建议。

1) 在综合上述项目可行性研究的基础上,提出主要结论意见(含厂址推荐意见)及总的评价、存在的问题和建议。

2) 说明推荐厂址方案的主要技术经济指标。

(19) 附件。可行性研究报告附件分技术和财务评价两部分。

1) 技术部分应具备的附件有:具有管理权限的主管部门和资质的中介咨询机构对项目初步可行性研究报告的审查意见;与电力系统相关的有关文件;省级国土资源主管部门同意工程项目建设用地的初审意见和国土资源部同意通过项目用地建设的预审文件;环境保护与水土保持有关文件;省级规划建设主管部门同意项目建设选址的文件;省级地震主管部门对地震安全性评价的批复文件;省级主管部门对地质灾害危险性评估的批复文件;在城市规划区内的供热电厂,应取得所在城市上一级规划主管部门同意工程建设的文件,并应取得政府主管部门审定的集中供热规划及由供热企业与项目法人签订的供热协议;供煤(或供气、供油)协议;燃煤运输及承诺文件;用水文件及协议;省级文物主管部门同意选址的文件;厂址位于机场、军事设施、通信电台、自然保护区等附近或压覆无开采价值的矿藏时,应取得省级主管部门同意的文件;当厂址内有拆迁工程时,应取得相应主管部门同意拆迁的文件;当在海、江、河岸边滩地及其水域修建码头、取排水等建(构)筑物时,应取得所属管辖的省级海洋、渔业、水利、航道、港政等部门同意的文件;当厂区或灰场建在江、河、湖、海滩时,应取得水利(含防汛)、航运、海洋主管部门的同意文件;需脱硫、脱硝的发电厂,应取得脱硫吸收剂和脱硝还原剂的供应和运输协议;采用外供氢气方案时,应取得供氢协议;其他有关的协议或同意文件。

2) 财务评价部分应具备的附件有:各投资方合资(或合作)协议书复印件,或独资项目投资方的出资承诺书复印件;银行贷款承诺函;县、市级以上土地管理部门关于电厂所利用的不同类别土地的使用费用及相关费用的参考标准;按项目协议要求必备的其他有关文件。

(20) 附图。可行性研究报告附图有:厂址地理位置图、电力系统现状地理接线图、发电厂所在地区电力系统现状地理接线图、设计水平年电力系统地理接线图(推荐方案)、各厂址总体规划图、厂区总平面规划布置图(含循环水管道布置)、厂区竖向规划布置图、原则性热力系统图、燃烧系统图、脱硫工艺原则性系统图、脱硝工艺原则性系统图、热网系统图、除灰渣系统图、运煤系统工艺流程图、化学水处理系统图、电气主接线原则性接线图、全厂自动化系统规划图、水工建筑物总布置图、供水系统图、全厂水量平衡图、直接或间接空冷系统图、平面布置图、空冷器纵剖面图、取水建筑平剖面图、排水口平剖面图、地下水源地开采布置图、灰场平面布置图、围地纵横剖面图、主厂房平面布置图、剖面布置图、脱硫平面规划布置图、脱硝装置规划布置图、施工组织设计总布置图,以及其他必要的方案布置图。

## 4 初步设计阶段

### 4.1 初步设计的作用和任务

工程实施的主要方案都是在初步设计阶段确定的,初步设计应重点做好设计方案的优化及控制工程投资,它是编制司令图与施工图、进行主要辅机及施工单位招标的依据。因此,初步设计工作对保证电厂的安全经济运行有着重要的作用。

初步设计的任务是:确定主要设计方案,作为施工图设计的依据;提出主要辅机招标和材料订货的技术条件;控制工程投资,概算不应超过审定的估算;满足施工准备和生产准备需要。

### 4.2 初步设计的编制依据

初步设计的编制依据主要是:项目核准机关对项目申请报告的批复意见;可行性研究报告及其审查会议纪要、审查意见;政府及行业主管部门的批复意见;各单项设计审查意见;主机技术协议;现行的国家及部颁行业有关规程、规定和规范;若为扩建工程时,老厂的原始设计资料;初步设计勘测设计合同。

### 4.3 初步设计的主要工作步骤

(1) 准备工作。它包括组织人员、研究任务、调查收资、签订主机(主设备)技术协议、拟定设计原则、进行勘测工作、编制初步设计项目设计计划等。

(2) 确定设计方案。它包括方案比选、设计单位内部讨论、初步明确推荐方案、征求有关单位意见及确定方案等。

(3) 编制设计文件。根据正式推荐方案修正综合进度,调整专业间互提资料项目和进度,解决专业协调配合问题;各专业编制初步设计文件及概算;各专业设计文件编制完成后,按有关规定进行会签工作;按有关规定对初步设计文件进行校审、质量评定和签署。

(4) 出版文件。出版初步设计文件。

(5) 设计审查。由项目法人委托对初步设计文件进行审查。

(6) 立卷归档。将初步设计阶段形成的成品文件和原始文件、材料立卷归档。

### 4.4 初步设计阶段的主要工作内容

#### 4.4.1 初步设计阶段的主要工作

根据各工程具体条件,初步设计阶段的主要工作包括:提出厂区总平面布置及竖向设计;确定电气主接线、热力系统、燃烧系统和供水、运煤、除灰、化学等工艺系统及仪表控制原则,确定主辅设备;提出主厂房布置设计;提出主厂房及各建筑物的形式及设计原则;明确辅助设施、附属设施和公用设施,并提出布置方案;落实环境保护和水土保持措施;确定生产运行组织及定员;提出概算和各项技术经济指标,进行效益分析;提出主要设备材料清册。

初步设计报告分专业、分卷册编制出版,共分20卷,卷册编排依次分别为总的部分、电力系统部分、总图运输部分、热机部分、运煤部分、除灰渣部分、电厂化学部分、电气部分、热工自动化部分、建筑结构部分、采暖通风及空气调节部分、水工部分、环境保护、消防部分、劳动安全及职业卫生、节约能源及原材料、施工组织大纲部分、运行组织



及设计定员部分、概算部分、主要设备材料清册等。

#### 4.4.2 初步设计“总的部分”报告主要内容

初步设计“总的部分”报告主要内容如下：

(1) 概述。说明设计依据（项目核准机关对项目核准的批复意见、可行性研究报告及审查意见、政府及行业主管部门的批复意见、各单项设计审查意见等，概述发电厂的建设任务、性质与规模，投运期限和在地区电力系统中的作用等有关结论意见）；说明电厂的运行方式、年利用小时数；说明设计的内容、范围、与外部协作项目及设计分工界线；对扩建或改建电厂工程，尚需简述原有部分情况及与本工程的衔接和配合问题，以及目前生产运行中存在的问题。

(2) 厂址简述。说明厂区自然条件及建厂条件，如地理位置、地质、供水水源、地震烈度、燃料供应、交通运输等；说明电厂与城市、农村及邻近企业的关系；说明电厂厂区、厂前区的配置，电厂占地面积等；当某些厂址条件与项目核准批复意见有变化时，应进一步复核。

(3) 电力负荷、热力负荷及发电厂容量。说明电力及热力负荷的数量、参数、性质、负荷一览表；说明电厂分期建设规模、进度及本期工程的投产日期。

(4) 主要设计原则。概述设计任务书的要求，结合建厂条件等提出本工程的设计特点和相应的措施；提出总体规划要求和重大设计方案的论证比较；设计针对特殊运行方式提出的相应措施；概要说明各专业主要系统的设计原则、技术方案的论证与比选结果；说明主要设备的确定情况及主要辅机的选型情况；说明厂区和厂前区布置及主厂房布置的特点，说明辅助、附属生产设施情况；简述建筑标准和建筑特点，以及全厂建筑的统一协调措施。

(5) 节能、节水、节约用地及原材料措施。简述工艺系统和设备材料选择等方面采取的节能措施；采取的节约用水、节约用地、节约原材料措施；提出通过上述措施后的煤耗、厂用电、水耗等有关指标并与要求指标进行对比分析；对热电厂进行热化系数分析。

(6) 环境保护。简述本工程环境影响报告的审查结论，以及与环境保护、综合利用有关的设计基础资料，对扩建电厂说明原有电厂的环境现状及存在的问题；大气污染的现状和厂址有关烟气扩散的条件，以及对烟气有害物排放浓度的控制措施和对周围环境影响的分析；含尘、油、酸、碱和其他有害物质的工业废水和生活污水的处理措施，以及对环境影响的分析；灰渣治理措施及对环境的影响分析；噪声防止措施和预期效果；绿化规划。

(7) 劳动安全及职业卫生。简述设计在防火、防爆、防尘、防毒、防化学伤害、防机械伤害等方面采取的措施；对劳动安全及职业卫生采取措施进行综合评价，并简述预期达到的效果；设计中根据本工程特殊情况采取的其他特殊劳动安全措施。

(8) 运行组织及设计定员。说明本工程的运行组织及设计定员的编制原则、设计总定员指标、启动运行需注意的特殊问题等。

(9) 主要技术经济指标。说明总指标（发电工程投资、送出工程投资、工程总投资，发电工程单位千瓦造价、土建投资、设备投资，单位千瓦钢材、木材及水泥消耗量）、总布置指标（总占地面积、厂区占地面积、建筑系数、场地利用系数、土石方工程量、厂区绿化系数）、主厂房指标（单位千瓦主厂房容积、面积、造价及管材、木材、水泥消耗量）、运行指标（全厂热效率、发电标准煤耗率、厂用电率，耗水指标，单位发电容量人员数，年利用小时数；热电厂还

需增列厂内供热工程部分投资、供热标准煤耗率及供热厂用电率）。

(10) 提高本工程技术水平和设计质量的措施。根据工程特点提出创优项目及预期达到的技术经济指标；根据工程具体条件，简述对某些设计原则和重大设计问题进行的专题论证报告项目和结论意见，并列出整个工程的专题论证报告目录；提出为工程安全满发需要，必须进口的设备和材料的理由和清单；简述工程所采用的新技术、新设备项目及其鉴定、试用情况；简述本工程采用的标准设计、典型设计和优秀设计图纸的情况。

(11) 存在问题及建议。简述主设备及主要辅助设备的设计资料方面存在的问题；初步设计应具备的文件与协议方面存在的问题及建议；其他方面存在的问题及建议。

(12) “附件”部分。它包括项目核准机关对项目核准的批复意见、可行性研究报告的审查意见、各有关单项批复文件及协议等。

(13) “图纸目录”部分。它包括厂区总体规划图、厂区总平面布置图，主厂房平面布置图、横剖面图，热力系统图、燃烧系统图、供水系统图、水量平衡图、电气主接线图、电厂接入系统方案地理接线图，运煤系统平面布置图、除灰系统图、化学水处理系统图等。

## 5 施工图阶段

### 5.1 施工图设计的作用和任务

施工图设计是落实前期各阶段所制定的技术原则，对工程进行细化设计，为现场提供施工图。施工图设计的任务是：在初步设计的基础上，在满足国家相关法规的前提下，细化设计，分系统、分卷册，完成满足现场施工需要的设计成品，确保工程建成后投资省、运行维护方便。施工图设计应做到设计方案、工艺流程、设备选型、设施布置、结构形式、材料选用等符合安全、经济、适用的要求，采用的新技术应落实可靠；应使用经过鉴定的计算机软件，计算项目齐全，计算公式和计算结果正确，图纸符合计算结果；设备材料表中的编号、数量、规格、重量应与图纸相符，正确无误；做好内外协调配合，提供资料应及时、准确，防止错、漏、碰、缺等质量通病的发生，认真执行设计成品会签制度；图纸套用应符合《电力勘测设计图纸管理办法》的有关规定。套用图纸应符合本工程的设计条件，条件不相同时应进行核算；设计图纸应符合 DL 5028—1993《电力工程制图标准》，说明书应力求简洁清晰；应严格按施工图设计阶段限额设计任务书的规定实施。

### 5.2 施工图的编制依据

施工图的编制依据主要是：政府有关部门关于电力工程项目的批复文件、上级主管部门下达的有关文件、设计审批部门对电力工程项目前一阶段设计成品的审批文件、项目法人委托设计的文件、设计合同。施工图的设计输入一般包括设计合同规定的要求；法令、法规、标准、规范和国家下达的有关文件，有特殊要求的，应注明名称、编号和出版年份；项目法人提供的资料；设计单位提供产品的输入；设计接口资料；质量信息。

### 5.3 施工图设计的主要工作步骤

施工图设计的主要工作步骤有：

(1) 人力资源和组织架构的准备。确定项目负责人及各



专业的技术负责人(主设人),主要参与人等。

(2) 准备工作。设计人员充分熟悉初步设计及审查意见,对审查意见中提出的需要改进、补充、优化等一系列问题应当在施工图开工前予以逐条落实,以确保初步设计所确定的技术原则在施工图图中得以全面执行。

(3) 阶段勘测。根据初步设计审定的总平面布置图结合施工图的设计要求,提出需要补充的勘测工作,并编写详勘任务书,开工前应当提出施工图阶段勘测报告。

(4) 设计单位与制造厂的配合。司令图阶段,设计单位在项目法人的组织或协调下,需要与锅炉、汽轮机、发电机、变压器等主辅设备制造厂配合并互提配合资料,为开展施工图设计创造条件。

(5) 司令图及施工图计划大纲。司令图及施工图计划大纲是施工图的指导性文件,也是开展施工图的依据之一。项目负责人应在充分熟悉本工程的内、外部条件,工程进度,质量目标及有关的质量体系文件基础上,编制司令图及施工图计划大纲,大纲应对本工程的项目名称和编号、设计依据和范围、设计输入、主要设计原则、项目特殊要求、质量目标、计划进度、文件编制规定及评审、验证和确认等进行明确规定。

(6) 编制司令图。司令图是在施工图初期指导和协调专业之间和专业内部相互配合、指导各卷册施工图设计的重要文件。本阶段主要解决主体专业与相关专业之间的互提资料配合,完成初步设计审查文件中要求修改、优化等内容,各专业应提出主要单位工程的布置总图,并进行必要的计算,以期选择最优的设计方案。应对本阶段提出的中间成果进行专业评审和综合评审。

(7) 编制施工图设计文件。制定施工图卷册目录及综合进度,综合进度包括专业间互提资料的进度及施工图出图进度两方面的内容。

(8) 编制施工图卷册文件。

1) 由专业主设人根据专业计划大纲编制施工图卷册任务书。任务书中应明确本卷册设计的原则、有关设计参数的取值、质量信息、卷册内容及设计分界线。

2) 专业间互提设计资料。

3) 完成施工图卷册设计及预算编制。卷册负责人应按专业计划大纲、卷册任务书、专业间互提资料进行施工图卷册设计和预算编制。

4) 校审、会签。施工图卷册完成后,应按成品分级、专业特点进行校审、质量评定和专业会签。

5) 质量检查。尚未施工之前,应组织施工图设计质量复查。根据工程进展情况,既可以是某些专业的单项复查,也可以是多专业的综合复查。对于复查出的问题,视问题的性质、大小,既可以以设计变更单的形式解决,也可以升版图的形式解决。

6) 出版文件。按施工进度要求向项目法人提交施工图设计文件。

7) 立卷归档。将施工图设计阶段形成的成品文件和原始文件、材料立卷归档。

#### 5.4 施工图设计阶段的主要工作内容

施工图设计是一个系统工程,除了满足相关规程规范外,还要在专业内部、专业之间密切配合。施工图设计阶段的主要工作内容是:分专业,按卷册或系统编制加工、安装、施工详图。各卷册应进行分析计算,必要时应进行多方案的计算,以寻求最优结果。各卷册根据配合、计算结果绘

制具体加工制造、建筑物施工和设备安装的详细图纸,如系统图、总图、布置图、详图等,提出设备材料清册和规格要求,计算各种工程量,编制工程预算等。

## 6 施工配合阶段

### 6.1 施工配合的作用和任务

施工图交付项目法人以后,需向项目建设工地派驻工地代表,为项目建设进行施工配合,并协助项目法人对施工质量进行监督。施工配合可以划分为土建施工、设备安装、运行调试三个阶段。施工配合是施工图的延续。施工图设计涉及多专业、多系统、多设备,为确保施工质量,设计人员需向施工图人员交代设计意图、重点、难点、施工注意事项等。另外,由于现场实际场地情况可能与勘测报告有出入,设备订货、材料使用等可能与设计不一致,有时需适当修改设计以适应现场施工、安装的作业方式,加之施工图设计本身会有缺陷等原因,均需要设计人员随时在施工过程中解决。施工配合就是设计工地代表解决施工图过程中一切与设计有关的问题。

施工配合的任务是:设计人员进驻项目施工现场,向项目法人及施工单位交代设计意图、施工难点、施工注意事项等施工服务;作为项目参与单位,协助项目法人对工程建设过程的质量进行监督。

### 6.2 施工配合的主要工作步骤

#### 6.2.1 准备工作

(1) 工代选派。设计单位应在项目施工现场组建工代组,现场工代组长负责工代组的日常工作。工代人选应在施工图阶段确定,由责任心强、能独立处理问题的专业技术人员担任。工代作为设计单位的代表参加现场生产调度会、事故分析处理会、碰头会等综合性会议。

(2) 准备工作。工代进驻工地之前,应安排时间熟悉本工程的总图情况,尤其是本专业的设计参数、地质条件、图纸、计算书和原始资料,了解设计遗留问题,学习质量管理体系文件,明确工代职责。

(3) 派驻时间。一般应根据合同约定按期进驻现场。合同中无具体约定时,则院内先制订计划,并根据施工进度及时安排调整。非主体专业可逐步安排,根据需要临时进驻。

#### 6.2.2 设计交底

一般每个工程集中进行一次施工图综合性的设计交底。如果施工需要时,经协商,可由工代对单项施工项目设计文件作详细解释,形成单项工程设计交底纪要。

#### 6.2.3 工地服务

(1) 现场工作。工代在熟悉设计图纸的基础上向顾客及相关方进行技术交底。应及时了解施工进度,掌握主要设备和材料供应情况;对即将施工的图纸进行事先检查,发现问题应认真做好施工图的修改,力争将图纸的错、漏、碰消灭在施工之前。工代应积极配合项目法人及施工单位做好质量工作,尤其是重要隐蔽工程项目的施工情况,工代应积极配合施工主管部门加强检查,作好必要的施工情况记录。在工程建设过程中,工代应搜集有关设备、材料、工程设计和标准设计的质量信息,及时填写质量信息卡,定期向院本部反馈。建立工代工作大事记,记录现场较大活动(如节点完成等)、工代开展的主要工作和发生的较重大的问题。记录内容应包括发生的时间、产生的原因、处理方案或措施、结果和效果。

(2) 设计变更。对于现场发现的施工图设计方面的任何问题,工代应根据要求进行更改,并填写“设计变更通知单”,说明更改原因和更改内容,原则上一份“设计变更通知单”针对一个卷册施工图纸中的内容。凡因设计更改而涉及其他专业的接口变化,需由涉及专业相互会签“设计变更通知单”。概预算主编人或技经专业工地代表应定期或在需要时到现场与其他专业工代商议处理现场设计变更的技经问题,对顾客有要求的要核定设计变更引起的投资增加数额,应将核定值附于通知单后发给项目法人,发现问题及时向设计单位项目总报告。“设计变更通知单”与设计图纸具有同等效力,在权限范围内,现场可由工代组长签发,从院内发出的通知单可由专业科长签发;但超出权限范围时,应分别按其管理权限,逐级审批。当工地出现危急安全、质量的紧急情况时,须迅速向法院请示汇报。

(3) 处理工程联系单。对于项目法人及相关施工、运行方的要求,如为施工、运行更方便,在不影响总体布置、不涉及原则、方案等方面的变动,一般情况由提出单位发出“工程联系单”,工代可在权限范围内在联系单上会签,表示对联系单上的设计更改内容的技术认可,必要时可注明缘由。

(4) 填写备忘录。工代应深入工地了解工程建设中设计文件执行情况和施工质量状况,发现不符合设计要求、提高或降低设计标准、扩大规模或降低质量等行为,应主动提出纠正意见并协助有关方面解决,必要时可以“备忘录”的形式书面通知建设、施工单位,同时向法院本部汇报。

(5) 工代工作汇报。工代组长和各专业工代应每月将工地工程建设情况向法院本部汇报,汇报内容主要包括主要施工情况、施工中设计问题及处理情况、项目法人方面的要求和处理意见及其他方面。工代有责任协助项目法人及其相关方(施工单位)处理施工中发生的事故。对于因勘测设计不当出现的事故,工代应及时向法院本部报告。对于隐瞒事故真相,弄虚作假,应严肃处理。

#### 6.2.4 工代工作总结

工程竣工投产、工代工作结束时,专业工代应完成工代工作总结,总结主要包括工作概况;通过施工实践,设计中存在的主要优、缺点;“设计变更通知单”归类统计分析;新技术、新工艺、新设备、新结构、新材料使用情况和用户反应;主要质量信息;推荐施工图优秀卷册;其他重要事项;个人收获与体会。

#### 6.2.5 立卷归档

将施工配合阶段形成的成品文件和原始文件、材料立卷归档。

### 7 竣工图阶段

#### 7.1 竣工图的作用和任务

竣工图是以设计院的施工图为基础,将工程建设过程中的设计更改或施工、安装修改均在施工图中反映出来,是与竣工验收一致的文件,它是以后工程运行、检修、改造、事故诊断的依据性文件,同时也是竣工结算的依据。

竣工图编制的任务是:根据工程施工图、设计变更通知单、设备、安装、施工单位、调试单位或项目法人的“工程联系单”和设计更改等的所有变更文件,编制一套完整的、符合工程竣工验收时实际情况的工程图。

#### 7.2 竣工图的编制依据

竣工图的编制依据主要是:以设计单位施工图为基础,并依据由设计、施工、监理、调试、项目法人审核签认的“设计变更通知单”,以及施工单位、调试单位或项目法人的“工程联系单”、设计更改的有关文件,以及现场验收记录和调试记录等资料编制竣工图。

#### 7.3 竣工图阶段的主要工作步骤

(1) 准备工作。接受项目法人委托,根据委托的要求,收集“设计变更通知单”、施工单位、调试单位或项目法人的“工程联系单”和设计更改的有关文件,对于资料不够齐全的,应以现场的施工验收记录和调试记录为依据。

(2) 编制竣工图文件。拟定竣工图编制原则及各专业的竣工图卷册目录,依据“设计变更通知单”、“工程联系单”、设计更改的有关文件,以及现场的施工验收记录和调试记录,设总组织各专业编制竣工图文件。

(3) 竣工图的印制、交付与归档。竣工图由竣工图编制单位负责印制。竣工图编制单位应将印制后的竣工图,按照国家有关规定的份数(或合同约定的份数)及时提交给项目法人。竣工图编制单位在竣工图编制完成后,应将“设计变更通知单”,以及施工单位、调试单位或项目法人的“工程联系单”和设计更改的有关文件及时存档。编制单位也应对印制后的竣工图存档,以保证编制单位存档文件与现场竣工验收时的实际情况一致。

#### 7.4 竣工图的主要工作内容

##### 7.4.1 竣工图编制说明

编制竣工图总说明及竣工图分册的编制说明。总说明及分册说明应与卷册图纸一样予以编号,编号方法同卷册图纸的编号。

##### 7.4.2 竣工图编制的内容深度

竣工图内容应与施工图设计、设计变更、施工验收记录、调试记录等相符,应真实反映工程验收时的实际情况。对于隐蔽工程的竣工图,不仅要依据设计工地代表的设计变更通知单、工程联系单,还要依据施工单位、监理单位的施工记录。

##### 7.4.3 各专业竣工图编制的范围

竣工图的编制范围为一、二、三级图和部分重要的四级图,不包括五级图,各编制单位可根据建设工程项目具体情况和合同约定的内容酌情调整。

因设计图纸修改而引起的修改计算书,不包括在竣工图编制范围内,但计算书应与修改通知单一并归入原设计单位的内部档案,并注明与原计算书的修改关系。

### 8 设计回访总结阶段

设计回访总结是工程设计、建设、调试、运行经受实际考验后的总结阶段,应按《新投产火电工程回访工作及情况报告暂行规定》进行回访,对勘测设计的经验和问题进行全面总结,其工作步骤可包括准备工作、回访调查、分析质量反馈信息和落实改正措施、编制回访报告、立卷归档。

(1) 准备工作。设总与电厂运行单位商定回访日期,请运行单位协助邀请施工、调试等单位,准备对设计的意见。设计单位商定回访人员,回访人员一般应由专业主设人、主



工或技术管理负责人、设总、主管总工组成。

(2) 回访调查。

1) 回访座谈。设计人员倾听运行、施工人员的意见,获取设计方面的经验、教训。

2) 现场调查。设计人员通过现场实地调查,了解设计上的合理性。

(3) 分析质量反馈信息和落实改正措施。根据运行人员提出的问题,与施工、运行单位研究,提出可行的改造方案。对于属于设计原则变更或设计现行规范的变化问题,需向相关部门汇报。对于属于主辅设备的问题,需转告相关单位处理。

(4) 编制回访报告。由设总组织专业技术人员编制回访总报告。

(5) 立卷归档。将回访阶段形成的技术文件资料立卷归档。

## 9 项目后评价阶段

### 9.1 项目后评价的作用和任务

项目后评价一般是指项目投资完成之后所进行的评价。项目后评价是建设项目周期最后一个重要阶段,是项目管理的重要内容,主要服务于投资决策,是出资人对投资活动进行监管的重要手段。后评价的目的是,通过总结已完成建设项目的经验教训,为政府和投资方完善相关的政策措施、改进投资决策管理、提高管理水平提供支持;为今后投资方、融资方及其他参建单位更好地建设同类项目提供经验。后评价是对项目前评估进行的再分析评价,是项目决策管理的反馈环节。

项目后评价的任务是:对项目执行全过程每个阶段的实施和管理进行定量和定性的分析,重点包括法律法规、执行程序、工程质量、进度、投资、技术经济指标、社会环境影响、工程设计质量、宏观和微观管理等。

### 9.2 项目后评价的编制依据

建设项目后评价的编制应依据国务院国有资产监督管理委员会“国资发规划[2005]92号”文颁布的《中央企业固定资产投资项目后评价工作指南》。

电力建设项目后评价方法实施细则适用于经各种投资渠道新建、扩建和改建的发电工程需进行后评价的项目。项目包括常规火力发电项目、热电联产项目、燃气—蒸汽联合循环发电项目、火力发电厂脱硫和脱硝单项工程等。

### 9.3 项目后评价的主要工作步骤

项目后评价一般由项目投资决策者、主要投资者提出并组织,项目法人根据需要也可组织进行项目后评价。项目后评价应由独立的咨询机构或专家来完成,也可由投资评价决策者组织独立专家共同完成,“独立”是指从事项目后评价的机构和专家应是没有参加项目前期和工程实施咨询业务和管理服务的机构和个人。

建设项目后评价一般在建设项目建成投产并稳定运营6~18个月后进行。

### 9.4 项目后评价基本原则及分析方法

建设项目后评价应遵循独立、科学和公正的原则,具体要求是:

(1) 独立性和公正性。评价者要独立进行分析研究,不

受外界干扰或干预,向客户提出独立的评价意见和建议。评价者要有宏观意识,坚持可持续发展的原则,在调查研究、分析问题、作出判断和提出建议的时候要客观、公平和公正,遵守职业道德坚持科学的态度。独立性和公正性应贯穿后评价的全过程。

(2) 可信度。后评价的可信度取决于评价者的经验水平和独立性、评价过程的透明度、资料信息的可靠性及评价所采用方法的适用性。可信度的一个重要标志是要同时反映出项目的成功经验和失败教训。

(3) 实用性。后评价报告应针对性强、实用、文字简练明确。必要时可附少量说明问题用的照片。

项目后评价的分析方法原则上要坚持定量分析和定性分析相结合的方法。项目后评价通常采用对比法、逻辑框架分析法和综合评价法(成功度法)。现暂不涉及后两种尚无经验的方法。电力建设项目通常采用对比法,即对照项目前评估时所预计的各项目标与实际发生的情况进行比较,从差别和变化中分析原因,找出经验和教训。对比的方法有前后对比、有无对比和横向对比。

### 9.5 项目后评价报告的主要编制内容

项目后评价应对项目的目的、实施过程、结果、效益、作用和影响等全过程进行全面的、系统的分析和总结。与项目决策时确定的目标,以及技术、经济、环境、社会指标进行对比,找出差别和变化,分析原因,总结经验教训,提出对策建议。

项目后评价报告的主要内容如下。

#### 9.5.1 项目概况

项目概况主要包括项目情况概述、建设的必要性、主要建设内容、实施进度、总投资等情况。

#### 9.5.2 项目实施过程的总结与评价

##### 9.5.2.1 概述

项目实施过程评价是在项目投资完成后,通过对项目的前期、建设过程的实际结果与前期预期达到的原目标和任务,进行全面的对比分析和评价。

##### 9.5.2.2 项目前期决策总结与评价

项目前期决策总结与评价主要包括核准制前的项目为项目开展的依据、项目决策过程和程序、项目可研报告批复,核准制后的项目为核准的主要意见。

对核准制前的项目,应对项目的初可、可研、初步设计和项目立项四次审批四个方面的工作进行总结和评价。对核准制后的项目,应对项目的初可、可研、初步设计和项目核准的工作进行总结和评价。

通过上述分析评价,找出原因,提出提高宏观决策水平、优化和调整资源配置的建议。

##### 9.5.2.3 项目建设实施总结与评价

(1) 项目勘测设计总结与评价(含设计变更)。

1) 勘察设计。评价勘察设计工作的质量,包括项目的工程地质和水文条件等,工程设计的依据和对国家现行的技术政策、规程规范、有关规定的执行,设计原则的确定和技术方案的多方案论证优化,经济规模、设计水平等。还应包括对审查和咨询的意见落实情况的评价。

评价施工图是否按初步设计的方案进行设计;施工图质量如何;设计进度是否按计划交付;是否符合规程规定规范标准;是否满足施工要求;是否经过设计会审及设计交底等。

2) 设计变更。在工程项目实施过程中,主要的设计变更有哪些,变更与施工图文件有设计方案、材料材质和型号

变化等设计变更的,应分析变更的原因,变更后是增加投资还是减少投资,投资变化多少等均应有评价结论,并分析设计变更的主要原因及效果。

(2) 项目建设管理总结与评价。项目建设管理总结与评价主要是指项目法人对工程的质量、进度、投资、安全管理的总结与评价,还应包括开工准备、启动调试、试生产和竣工验收的总结与评价。应涉及组织机构、管理制度、合同管理、招标投标管理、设备材料采购、档案管理、项目合同执行等管理内容。

项目建设实施阶段的管理:管理者素质和能力、各种管理机构的设置及其功能、组织形式和作用。管理者执行的法规、规定、标准的水平,包括执行项目法人负责制、项目资本金制、招投标制、经济合同制的情况,项目是否进行了咨询评估等。执行者资格和资质的审查和管理,评价管理体现出的效率和效益。

(3) 项目施工建设总结与评价。主要对施工进度、施工质量、施工安全,以及施工单位在各方面的管理和效果作出总结和评价。

(4) 项目施工监理总结与评价。监理单位是否做到了四控制(进度、质量、投资、安全的控制)一管理(信息管理)、采用了何种措施、效果如何,评价监理水平,提出类似工程应改进的建议。

(5) 项目投资控制总结与评价。项目投资控制评价主要分析项目总投资的变化,找出变化的原因;分析项目主要资金来源和融资成本的变化,找出变化的原因及影响,重新测算项目全投资的综合利率,作为项目实际财务效益的对比指标;分析项目资金年度计划与实际到位情况的变化及影响。

根据项目投资控制评价,总结控制投资的经验教训,提出在今后建设同类项目时如何控制使用投资,将资金管理的经验、教训总结说明。

### 9.5.3 项目运营情况总结与评价

(1) 概述。项目运营情况总结与评价的内容包括对项目运行检修情况、运营管理水平、项目设计能力实现情况、项目技术水平、项目生产指标的对比等作出总结及评价。

(2) 项目运行检修总结与评价。对项目投产后的运行检修情况进行总结,根据项目后评价时的实际运营情况,预测未来项目的发展,对照可研时的目标,找出差别,分析评价项目外部和内部条件的变化和制约条件,如市场变化、体制变化、政策变化、管理制度、管理者水平、技术水平等。

运营管理水平评价:项目运行检修过程中各项制度、规定和程序的制定,管理的科学性和有效性,对职工培训、设备管理、技术监督、节能、安全生产和文明生产等项目的管理水平作出评价。评价是否能科学有效地管理项目的各项工作;是否与政府机构和其他组织建立了必要的联系;人才和资源是否得到了合理的使用;责任性是否强等。给出项目运营管理机构设置、项目领导班子、项目运营管理体制及规章制度、项目运营管理策略和项目技术人员培训情况。

(3) 项目技术水平评价。项目技术水平评价是对设备、工艺及辅助配套水平、国产化水平和技术经济性作出评价。对项目采用的主要设备及烟气脱硫设施的技术性能作出评价,给出设计参数与实际参数的比较和运行可靠性的评价,并对电厂与承包商合作情况、电厂运行维护经验及所采用的主要设备的经济性能作出评价,特别是采用国产设备的运行情况与投产后出现的主要问题进行分析,要对有特殊事项加以说明。

(4) 项目生产指标的对比与评价。项目生产实际完成的

生产技术指标与设计值进行对比,如电厂实际人数、年发电量和利用小时数、厂用电率、煤耗率、等效可用系数等。

生产技术指标的设计值应与运行统计值口径相同,例如煤耗率采用年平均值而不是保证值。如达标投产验收时有修正意见的应列入比较。分析其变化原因。热电联产项目还要对年供热量、供热煤耗、厂用电及回水情况等进行对比和分析。采用横向对比法对生产技术指标与国内同类电厂的水平进行比较分析。

(5) 提出今后运行检修技术改进的意见。通过对运行检修等方面的现状及存在问题进行分析,提出电厂在今后运行方面应注意的问题,以及检修和技术改进的具体意见。

### 9.5.4 项目财务效益评价

(1) 概述。项目财务效益评价的主要原理及评价方法与项目前评估相同,只是评价的目的和数据取值不同。进行项目效益分析后评价采用前后对比法,用重新测算得出的FIRR和EIRR与项目可研评估时的指标进行对比,找出差别和原因,并与行业基准收益率或项目贷款利率(综合利率)对比,用以评价项目的财务效益。

(2) 测算项目后评价的基本报表。它包括项目投资现金流量表、项目资本金现金流量表、投资各方现金流量表、利润与利润分配表、资产负债表、外汇平衡表。

(3) 测算项目后评价的辅助报表。它包括工程建设投资决策表、流动资金计算表、投资使用计划与资金筹措总表、借款还本付息计算表、总成本费用计算表,固定资产折旧、无形资产及其他资产摊销计算表。

(4) 项目财务状况分析与评价。项目财务状况分析应从发电成本、财务费用、发电量和上网电价等方面进行分析,也就是从现金流出和现金流入来分析项目财务状况。现金流出主要从发电成本和财务费用方面进行分析。项目投产后实际运行发生的发电成本及财务费用应根据公司的财务统计值列表。根据发电项目历年生产成本及财务费用表分析实际发生的发电成本费用和财务费用是否合理。

按财务程序和财务分析标准,分析项目的财务状况。分析后评价时点前的财务状况是盈利还是亏损,给出项目的财务状况的后评价的结论,分析盈利和亏损的原因,并依据以后评价时测算的上网电价预测今后项目维持日常运营的财务能力。

(5) 分析项目的盈利能力和偿债能力。依据后评价测算的财务指标,对项目的盈利能力和偿债能力进行分析。盈利能力分析主要从后评价时测算的财务内部收益率、项目投资回收期、总投资收益率、项目资本金净利润率等方面进行分析,对项目运行后的实际盈利能力和依据后评价计算财务指标分析的盈利能力作出后评价结论;偿债能力分析从项目借款偿还期、利息备付率、偿债备付率、资产负债率、流动比率、速动比率等方面进行分析。对项目的运行后实际偿债能力和后评价时分析的偿债能力作出后评价结论。并与前评估时评价的相应指标进行对比,分析前后变化及原因。

(6) 各因素的敏感性分析。项目财务后评价的敏感性分析是指后评价时点以后的敏感性分析,主要用来评价项目的持续性。其分析方法与前评估相同,需要时绘制敏感性分析图。

敏感性分析只评价后评价时点以后各年燃料价格、标煤耗、售电价、售电量等主要因素变化时对主要财务效益指标的影响,并绘制敏感性分析图。其中燃料价格、标煤耗、售电价、售电量的基准数据可取后评价时点以前已发生的数据。



### 9.5.5 项目环境和社会效益评价

(1) 概述。项目环境和社会效益影响是指项目对于其周围地区在技术、经济、社会及自然环境所产生的作用 and 影响。项目的效益评价应站在国家的宏观立场,重点分析项目与整个社会发展之间的关系。效益评价既是后评价的重点,又是其主要特点。项目效益评价包括经济影响评价、社会影响评价和环境影响评价三个方面。项目效益评价以定性分析为主,基本分析方法是比较法,包括前后对比、有无对比与横向对比。

(2) 项目环境效益评价。环境影响评价根据项目营运现状的实测数据,对照项目批准的“环境影响报告书”,重新审查项目各类(气、水、噪声、固体废物)各项污染物的排放浓度,排放总量及对地区保护目标(环境保护的敏感目标)影响的实际效果;对项目建设营运全过程中各阶段的各类各项污染物控制设施(污染防治设备、设施)的变化及其效果进行跟踪式的分析,分析变化的原因及效果;对有关部门的决策水平、管理水平进行评价;对照现行的有关环境保护政策、法规、标准,提出项目需要采取的污染控制措施及对电价的影响;对未来有关的环境保护政策、法规、标准进行预测分析,预测提出项目进行改、扩建等可持续发展在环境容量上的可行性及需要采取的相应污染物控制措施;通过后评价对有关环境保护政策,法规、标准的水平及资源的优化利用,提出建议。

(3) 项目的社会效益评价。项目的社会效益评价主要对项目主要利益群体、建设实施此项目对当地(宏观经济、区域经济、行业经济)发展的影响评价。

电力建设项目主要从对当地煤炭产业和下游产业的拉动、电厂上缴当地的利税、移民安置等几方面进行分析和评价;应分析电厂投产后对于当地煤炭行业发展、煤炭开采和运输就业人员的影响;分析电厂给当地提供电力后,对当地经济发展的影响;分析电厂施工期和运行期电厂对建筑材料的采购、生活用品的消费对当地经济的拉动情况;分析电厂上缴的利税对当地政府财政支持情况;分析电厂和地方政府为土地被征用的居民提供就业机会和货币安置情况;分析电厂和地方政府为住房被拆迁的居民提供住房安置情况。

### 9.5.6 项目可持续性评价

(1) 概述。项目可持续性评价,应根据项目的现状,结合国家的政策、资源条件、市场和环境对项目可持续性进行分析,从项目外部条件和内部因素等方面评价整个项目的持续发展能力,外部持续因素包括资源、环境、生态、物流条件、政策环境、市场变化及其趋势等。内部因素包括财务状况、技术水平、污染控制、企业管理体制与激励机制等,从项目发展的外部持续和内在持续发展两种因素中找出其关键的影响因素,并提出相应的有效措施和建议。预测今后电价的市场竞争力,提出对电厂今后发展的规划意见。

(2) 外部条件对项目目标持续性的影响。

1) 国家社会经济宏观形势发展对项目目标持续性的影响。

2) 国家及区域性发展对建设项目目标持续性的影响。

(3) 内部条件对项目目标持续性的影响。

1) 内部生产运行管理对建设项目目标持续性的影响。

2) 财务指标改进对建设项目目标持续性的影响。

(4) 项目可持续发展的措施。实现项目可持续发展的措施应根据项目不同提出确实可行的措施,如控制燃料的进价

和运行用量,加强燃料的管理,尽量减少不必要的损耗;如市场因素燃料涨价幅度较大,应争取时时实施煤电联动,根据市场情况尽量扩大销售电量和供热量。

(5) 市场分析。

1) 电力系统现状及存在的问题。

2) 负荷预测。负荷预测是分析未来电力市场的重要组成部分,也是决定电厂可持续性的基础。为评估项目的未来发展趋势,可结合地区经济发展情况及电力电量增长水平进行地区电网负荷增长预测;可对比可研时的负荷预测水平,分析电力市场发展趋势。

3) 电力电量平衡。根据电力系统规模、系统电源结构等设定合理的电力电量平衡原则,并进行电力电量平衡计算,宜提供5~10年电力电量平衡表,并对电力电量平衡结果进行分析和讨论。考虑电力电量平衡结果,并根据项目的装机容量及在电网中的地位预测5~10年项目的机组利用小时数。

4) 市场空间分析。为研究项目的持续性问题,需根据电力电量平衡结构,对未来电力市场空间进行分析。进一步分析电厂的可持续性,必要时可增加对后期建设工程的必要性分析,并提出合理的建设投产时间。

(6) 电厂发展规划。厂址是资源,每个电厂应从厂址内外部条件出发,研究其发展规划,作为政府、电网和投资方确定自身电力、电源或企业发展规划的依据。在可研阶段,每个项目一般均对电厂发展规划有所预测,在后评价阶段,就应根据设计、施工和运营的实际情况,结合当前产业政策和发 展要求,进行认真的分析,提出建议,以满足电厂可持续发展的要求。

### 9.5.7 项目后评价结论和主要经验教训

(1) 项目的综合评价。综合评价应汇总以上各章评价内容,总结出项目的定性结论。评价获得的项目结果和问题,应该用实际数据和资料表述,并应重点突出。提出的结果和问题一定要与分析产生这些问题的基础资料相一致,不能人为地修改,这是项目后评价一条重要的原则。总结的重点是:项目后评价发现的重要问题,取得的经验。

(2) 项目成功度评价。项目后评价的最后阶段应该定性地总结项目的成功度。成功度评价是根据项目各方面的执行情况并通过系统标准或目标判断表来评价项目总体的成功程度。项目的成功度一般可分为成功的、部分成功的、不成功的、失败的四个等级。项目的成功度评价是项目后评价的一项重要工作,是项目评价专家组对项目后评价的定性的集体结论。

(3) 评价结论和存在的问题。项目的评价结论包括对项目的总体评价及结论,并提出项目存在的主要问题是什么,项目的问题一般局限于特定项目本身的范围。

(4) 主要经验教训。主要经验教训是两个方面的,一是项目具有本身特点的重要收获和教训,另一方面是可供其他项目借鉴的经验教训,特别是可供项目决策者、投资者、贷款者和执行者在项目决策、程序、管理和实施中借鉴的经验教训,目的是为今后建设同类项目提供经验,为今后决策建设新项目服务。

### 9.5.8 对策及建议

根据项目的问题、评价结论和经验教训,提出相对应的建议和措施。后评价的建议应以项目问题的诊断和综合分析为基础,并对项目法人今后的工作提出改进的意见。建议应是实事求是的、易懂的和可操作的。

## 10 火力发电厂核准程序

### 10.1 项目核准制及核准程序

#### 10.1.1 项目核准制

《国务院关于投资体制改革的决定》(国发[2004]20号)提出要进一步深化投资体制改革。其指导思想是:按照完善社会主义市场经济体制的要求,在国家宏观调控下充分发挥市场配置资源的基础性作用,确立企业在投资活动中的主体地位,规范政府投资行为,保护投资者的合法权益,营造有利于各类投资主体公平、有序竞争的市场环境,促进生产要素的合理流动和有效配置,优化投资结构,提高投资效益,推动经济协调发展和社会全面进步。其目标是:改革政府对企业投资的管理制度,按照“谁投资、谁决策、谁收益、谁承担风险”的原则,落实企业投资自主权;合理界定政府投资职能,提高投资决策的科学化、民主化水平,建立投资决策责任追究制度;进一步拓宽项目融资渠道,发展多种融资方式;培育规范的投资中介服务组织,加强行业自律,促进公平竞争;健全投资宏观调控体系,改进调控方式,完善调控手段;加快投资领域的立法进程;加强投资监管,维护规范的投资和建设市场秩序。通过深化改革和扩大开放,最终建立起市场引导投资、企业自主决策、银行独立审贷、融资方式多样、中介服务规范、宏观调控有效的新型投资体制。

实行核准制后,国家将投资决策权交给企业,企业仅需向政府提交项目申请报告,不再经过批准项目建议书、可行性研究报告和开工报告的程序。政府对企业提交的项目申请报告,主要从维护经济安全、合理开发利用能源、维护生态环境、优化重大布局、保障公共利益、防止出现垄断等方面进行核准。在《政府核准的投资项目目录(2004年本)》中,火力发电厂都属于核准项目。其中,火电站及燃煤热电站均由国务院投资主管部门核准;核电站须由国务院核准;总装机容量50MW及以上的风电站项目由国务院投资主管部门核准,其余项目由地方政府投资主管部门核准。

#### 10.1.2 项目核准程序

根据中华人民共和国国家发展和改革委员会令《企业投资项目核准暂行办法》(第19号),投资项目核准程序为:

(1) 企业投资建设应由地方政府投资主管部门核准的项目,须按照地方政府的有关规定,向相应的项目核准机关提交项目申请报告。

国务院有关行业主管部门隶属单位投资建设应由国务院有关行业主管部门核准的项目,可直接向国务院有关行业主管部门提交项目申请报告,并附上项目所在地省级政府投资主管部门的意见。

计划单列企业集团和中央管理企业投资建设应由国务院投资主管部门核准的项目,可直接向国务院投资主管部门提交项目申请报告,并附上项目所在地省级政府投资主管部门的意见;其他企业投资建设应由国务院投资主管部门核准的项目,应经项目所在地省级政府投资主管部门初审并提出意见,向国务院投资主管部门报送项目申请报告。

企业投资建设应由国务院核准的项目,应经国务院投资主管部门提出审核意见,向国务院报送项目申请报告。

(2) 项目核准机关如认为申报材料不齐全或者不符合有关要求,应在收到项目申请报告后5个工作日内一次告知项目申报单位,要求项目申报单位澄清、补充相关情况和文件,或对相关内容进行调整。

项目申报单位按要求上报材料齐全后,项目核准机关应

正式受理,并向项目申报单位出具受理通知书。

(3) 项目核准机关在受理核准申请后,如有必要,将在4个工作日内委托有资格的咨询机构进行评估。

接受委托的咨询机构应在项目核准机关规定的时间内提出评估报告,并对评估结论承担责任。咨询机构在进行评估时,可要求项目申报单位就有关问题进行说明。

(4) 项目核准机关在进行核准审查时,如涉及其他行业主管部门的职能,应征求相关部门的意见。相关部门应在收到征求意见函(附项目申请报告)后7个工作日内,向项目核准机关提出书面审核意见;逾期没有反馈书面审核意见的,视为同意。

(5) 对于可能会对公众利益造成重大影响的项目,项目核准机关在进行核准审查时应采取适当方式征求公众意见。对于特别重大的项目,将实行专家评议制度。

(6) 项目核准机关应在受理项目申请报告后20个工作日内,作出对项目申请报告是否核准的决定并向社会公布,或向上级项目核准机关提出审核意见。由于特殊原因确实难以在20个工作日内做出核准决定的,经本机关负责人批准,可以延长10个工作日,并应及时书面通知项目申报单位,说明延期理由。

项目核准机关委托咨询评估、征求公众意见和进行专家评议的,所需时间不计算在前款规定的期限内。

(7) 对同意核准的项目,项目核准机关应向项目申报单位出具项目核准文件,同时抄送相关部门和下级项目核准机关;对不同意见核准的项目,应向项目申报单位出具不予核准决定书,说明不予核准的理由,并抄送相关部门和下级项目核准机关。经国务院核准同意的项目,由国务院投资主管部门出具项目核准文件。

(8) 项目申报单位对项目核准决定有异议的,可依法提出行政复议或行政诉讼。

#### 10.1.3 核准内容及效力

(1) 核准机关主要根据以下条件对项目进行审查:符合国家法律法规;符合国民经济和社会发展规划、行业规划、产业政策、行业准入标准和土地利用总体规划;符合国家宏观调控政策;地区布局合理;主要产品未对国内市场形成垄断;未影响国家经济安全;合理开发并有效利用了资源;生态环境和自然文化遗产得到有效保护;未对公众利益,特别是项目建设地的公众利益产生重大不利影响。

(2) 项目申报单位依据项目核准文件,依法办理土地使用、资源利用、城市规划、安全生产、设备进口和减免税确认等手续。

(3) 项目核准文件有效期2年,自发布之日起计算。项目在核准文件有效期内未开工建设的,项目法人应在核准文件有效期届满30日前向原项目核准机关申请延期,原项目核准机关应在核准文件有效期届满前作出是否准予延期的决定。项目在核准文件有效期内未开工建设也未向原项目核准机关申请延期的,原项目核准文件自动失效。

(4) 已经核准的项目,如需对项目核准文件所规定的内容进行调整,项目法人应及时以书面形式向原项目核准机关报告。原项目核准机关应根据项目调整的具体情况,出具书面确认意见或要求其重新办理核准手续。

(5) 对应报项目核准机关核准而未申报的项目,或者虽然申报但未经核准的项目,国土资源、环境保护、城市规划、质量监督、证券监管、外汇管理、安全生产监管、水资源管理、海关等部门不得办理相关手续,金融机构不得发放贷款。



## 10.2 核准制对可行性研究工作的要求

实行项目核准制后,项目法人是项目投资的决策者和投资责任的唯一承担者,而投资决策的最重要依据就是项目可行性研究的工作成果。作为项目前期工作的最后一个环节,可行性研究报告起着决定性的作用。项目法人需委托有资质的咨询机构编制项目可行性研究报告并通过评审,以作为编制项目申请报告的依据之一。但可行性研究的工作与项目申请报告有以下三个方面的转变:

(1) 从“内部性”向“外部性”转变。可行性研究工作主要从企业内部角度、从企业自身的需要出发,对厂址选择、工程技术方案、产品方案、市场前景、盈利能力等方面进行研究。实行项目核准制后,这些事项都属于企业自主投资决策的内部事项,企业仍然需要这些研究内容,而且还需要进一步深化。而在编制项目申请报告时,应重点阐述国家关注的外部性、公共性事项。

(2) 从微观论述为主向宏观论述转变。可行性研究工作是从企业角度进行的研究,侧重于从微观的角度进行技术经济论证,而政府关注的主要是涉及社会公共利益的宏观问题,如产业安全、环境保护等,因此,一定要站在政府作为公共事务管理者的立场上,从宏观的战略的高度,阐述清楚政府关心的一些重大事项。

(3) 从“技术经济论证”向“经济、社会、资源、环境等综合论证”转变。可行性研究工作主要论证投资项目的可行性,包括市场前景可行性、技术方案可行性、财务可行性、融资方案可行性等;项目申请报告需从政府的角度对经济、社会、资源、环境等进行综合论证,因此项目申请报告涉及的层次更高。

## 10.3 项目申请报告与可行性研究报告的联系与区别

### 10.3.1 项目申请报告与可行性研究报告的联系

项目可行性研究报告必须按照有关规定的深度要求进行编写,并在此基础上委托有资质的工程咨询单位编写规范的项目核准申请报告,报请项目核准机关进行核准,以获得企业对该项目进行投资建设的行政许可。根据项目申请报告与可行性研究报告的性质和特点,二者之间的联系主要体现在以下三个方面:

(1) 二者都是用于企业投资项目的前期论证文件,都是对企业投资项目前期论证工作的载体和重要工作内容。

(2) 项目申请报告是在企业可行性研究报告基础上的提升和拓展,二者既不排斥也不重复,各成体系。

(3) 系统深入的可行性研究报告可为项目申请报告的编写打下坚实的基础,可行性研究报告是设计文件,而项目申请报告是报批文件。企业在上报项目申请报告时,可以将项目可行性研究报告作为项目申请报告的附件之一。

### 10.3.2 项目申请报告与可行性研究报告的区别

项目申请报告与可行性研究报告的区别主要体现在以下五个方面:

(1) 目的不同。可行性研究报告的目的是要论证投资项目的可行性,包括市场前景可行性、技术方案可行性、财务可行性、融资方案可行性等。项目申请报告不是对项目可行性所进行的研究,而是从企业自身角度看项目已经可行的情况,回答政府关注的涉及公共利益的有关问题,目的是为了获得政府投资管理部门的行政许可。

(2) 角度不同。可行性研究报告是从企业角度进行的研究,因此侧重于从微观的角度、企业内部的角度进行的技术

经济论证。项目申请报告是从政府的角度进行的论证,因此是从宏观的角度,外部性的角度所进行的经济、社会、资源、环境等综合论证。

(3) 内容不同。可行性研究报告应对市场预测、厂址选择、工程技术方案论证、设备选型、投资估算、财务分析、企业投资风险分析等方面进行研究,回答企业自身所关心的问题。项目申请报告是从维护国家经济和产业安全、合理开发利用资源、保护生态环境、优化重大布局、保障公众利益、防止出现垄断等方面进行论证,回答政府所关心的问题。

(4) 时序不同。可行性研究报告与项目申请报告是两个不同性质的文件,项目申请报告不是在可行性研究报告基础上的简单补充,也不是可行性研究报告的替代物。企业投资主体在进行项目投资决策之前,无论政府主管部门是否要求,都应该首先从企业自身角度进行详细的可行性研究,以论证项目是否可行,是否符合企业整体发展战略规划的要求,是否能够满足股东投资回报的要求。项目获得企业内部决策机构董事会批准后,应在此基础上编写项目申请报告,申请政府部门的行政许可。因此,可行性研究报告的编写一般应先于项目申请报告。

(5) 法律效力不同。可行性研究报告用于企业内部的投资决策,对企业内部股东及董事会负责,遵循企业内部管理规定及公司法人治理结构的约束。项目申请报告的编写和报送具有政府行政的强制约束力,是企业在进行项目投资建设活动中必须履行的社会义务,受国家有关法律、法规的制约,如行政许可法及国家行政主管部门有关项目投资管理规定的约束。

## 10.4 项目申请报告的主要内容

项目申请报告由具备相应工程咨询资格的机构编制,其中由国务院投资主管部门核准的项目,其项目申请报告由具备甲级工程咨询资格的机构编制。项目申报单位需向项目核准机关提交项目申请报告一式5份。

项目申请报告主要包括项目申报单位情况、拟建项目情况、建设用地与相关规划、资源利用和能源耗用分析、生态环境影响分析、经济和社会效果分析等六个方面的内容,由正文、附表和支持性文件三部分组成。

项目申请报告正文部分内容包括建设的必要性、建设规模及装机方案、厂址、接入系统、燃料、交通运输、供水水源、贮灰场、工程地质及岩土工程、环境保护、资金来源与工程投资、计划建设工期等,对于热电联产工程项目还包括热负荷和城市热网工程的内容。

项目申请报告附表包括项目单位情况、工程项目总体情况、工程项目技术特征、工程项目设计研究文件和评审情况、工程项目设计单位和评审单位情况等。

项目申请报告需要提供的支持性文件有:省级政府投资主管部门对本工程项目的意见,省、市规划主管部门同意厂址选择的文件,国土资源部授权的土地主管部门同意厂址、灰场用地的文件,水利部授权的水资源主管部门同意项目取水文件,与相关企业签订的供水协议,燃料生产企业同意供应燃料的承诺文件,运输主管部门同意承担运输的文件,环境保护部对环境影响报告书的批复意见,水利部对水土保持方案的批复意见,相应电网主管部门对项目接入系统的审查意见,各投资方签订的投资协议,银行总行出具同意贷款的承诺文件,咨询机构对接入系统的评审意见,咨询机构对工程项目的评审意见等。

另外,根据工程具体情况,需提供的支持性文件还有:铁路主管部门同意铁路专用线接轨的文件、省级及以上水利部门或海洋与渔业主管部门同意厂址岸线使用的文件、上一级主管部门批准的城市供热发展规划的文件、省级及以上文物主管部门出具无文物保护的证明文件、省级及以上矿产主管部门出具无压矿的证明文件、军级及以上

军事主管部门出具对军事设置无相互影响的证明文件、与企业签订的灰渣综合利用协议、省级民用航空主管部门同意建厂的文件、国家地震局或委托省地震主管部门出具的地震安全性评价审批文件、水利和水产主管部门同意修建取(排)水构筑物的文件、脱硫吸收剂供应的协议、其他有关的协议文件及同意文件等。



## 第2章 厂址选择与总图运输

### 1 厂址选择

火力发电厂厂址选择是一项政策性和技术性很强的综合性工作,是电力建设工作中非常重要的一环,它不仅关系到电源点布局的合理性,电厂安全经济运行,而且直接影响电厂建设进度和投资。

厂址选择应按规划选厂和工程选厂两个阶段进行,并分别作为初步可行性和可行性研究的主要内容之一。规划选厂应以中长期电力系统发展规划为依据;工程选厂应以近期电力系统发展规划为依据,以审定的初步可行性研究报告为基础。

#### 1.1 厂址选择的主要原则

(1) 厂址选择应全面考虑中长期电力系统发展规划、燃料来源、交通运输条件、地区自然条件、环境保护要求、当地城乡规划要求和工程建设计划等因素,并正确处理与相邻农业、工矿企业、城市规划、国防设施和人民生活等各方面的关系。

(2) 在选择厂址场地时,应严格遵循节约集约用地的原则,尽量利用非可耕地和劣地,避免大量的房屋拆迁,减少人口迁移,尽量不破坏原有森林、植被和减少土石方开挖量。

(3) 厂址场地标高的确定应符合 GB 50201—1994《防洪标准》及有关规程、规范的要求,避免厂址受洪水威胁。

(4) 厂址宜选在地势较平坦的坡地或丘陵地上,尽可能不破坏自然地势和避开有危岩、滚石和泥石流的地段;严禁将厂址选择在滑坡、岩溶发育程度高的地区或发震断裂地带,以及地震基本烈度为9度及以上的地震区。

(5) 厂址选择应避免让重点文物保护单位、风景名胜区、自然保护区、湿地保护区及军事设施,也不宜设在有重要开采价值的矿藏上或矿藏采空区上。若厂址附近有有机场时,应满足机场净空的要求。

(6) 对铁路运输燃料的发电厂,应考虑铁路专用线与国家铁路线或其他工业企业的专用线连接的距离短捷,并应避免建造大型桥梁、隧道,或与国家铁路干线交叉;对水路运输燃料的发电厂,应根据船舶的吨位和泊位,在厂址范围内或其附近选择航道和岸滩稳定、水流平缓、水域开阔、水深适当、淤积量小、地质良好的地段作为码头的位置;对公路运输燃料的发电厂,宜利用现有的公路条件,对距燃料产地较近的发电厂,应考虑采用长胶带输送机或汽车运煤的可能性。

(7) 对燃煤发电厂厂址,必须选择合适的贮灰场。贮灰场不应占或少占农田,不占用江河、湖泊的蓄洪和行洪区,并应结合贮灰场的类型及其周边的自然地形、地质、风频等条件,满足与居民区的防护距离等环境保护的有关要求。

(8) 对采用空冷机组的电厂,应充分考虑当地气温、风速、风频等气象条件对机组运行的影响。

(9) 大型区域性发电厂的厂址选择应优先考虑靠近矿口、路口和港口及负荷中心。

(10) 厂址宜优先选择在环境容量较大、排放条件较好的地区。在大中城市规划区,应严格控制新(扩)建非热电联产的燃煤电厂。供热电厂的厂址选择,在满足城乡规划和

环境保护要求的前提下,应尽量靠近供热负荷中心。

#### 1.2 厂址选择的主要内容

(1) 电力系统。厂址选择应全面调查本项目所在地区的电力系统现状、工业布局及城乡规划、地区发电设备与热力设备及水电站开发规划等情况,包括能源资源概况、负荷、电源、电网现状及其存在的主要问题。

(2) 燃料。厂址选择应收集当地或其他地区有关燃料储量、产量、开采年限、供应点及数量,燃煤煤质、价格、运输距离及方式等资料,对燃料来源及燃料品质进行分析,必要时进行专题论证。

(3) 供热系统。供热电厂厂址选择,应了解本项目所在地区供热热源分布、供热方式及热网概况,当地环境的基本现状及存在的问题。并根据城市供热规划及热电联产规划、项目在当地(或区域)供热规划中的位置、承担的供热范围及供热现状,以及与其他热源的关系,确定热电厂的供热介质[工业用汽和(或)采暖热水、制冷用汽],并确定供热参数和供热量。

(4) 地形、地貌。厂址选择应调查并收集拟选厂址区域卫星照片、地理位置图、区域位置地形图、城市或工矿区基地规划图、厂区地形图(可研阶段)及土地利用总体规划图等。

(5) 交通运输。

1) 铁路。应调查并收集相邻铁路技术条件、铁路发展规划、运输组织、专用线接轨条件等资料。应取得铁路主管部门同意直接转站接轨的文件。

2) 公路。应调查并收集公路技术条件、运输能力及发展规划、专用线连接条件等资料。

3) 水路。应调查并收集航运条件,航运情况,现有码头状况、拟建码头地点及周边的地形、地物(可研阶段)等资料。

(6) 水文气象。应调查并收集河流、水库、海洋(工程地点)、泉水、湖泊洼淀、洪(枯)水、气象等资料。

(7) 水源。

1) 当采用地下水源时,应收集水文地质勘探报告、抽水试验专题报告,水源位置、范围、水文地质条件,相应精度的地下水资源储量及允许开采量。

2) 当采用江、河地表水源时,应收集现状及规划条件下取水河段保证率97%、99%的设计枯水流量、枯水位;河流冰况、漂浮物及污染情况等,应取得相应水行政主管部门对电厂建设取排水构筑物的意见;通航河道应取得航道管理部门同意电厂建设取排水构筑物的文件。

3) 当在已建水库、闸上或不闭塞湖泊取水时,应收集水库设计特征参数、调度运行方式、泥沙来源及淤积等情况,规划条件下保证率为97%的可供水量和最低水位、99%的最低水位,并取得有关主管部门同意电厂建设取排水构筑物的文件。

(8) 贮灰场。根据厂址区域可供选择的贮灰场情况及贮灰方式,了解贮灰场山洪流量、洪水位、潮水位、工程地质与水文地质等条件,并根据各贮灰场与对应厂址的方位与距离、灰场地形地貌、用地范围及类别、库容,以及灰场边界

外 500m 范围内需拆迁的房屋、户数、人口分布等情况。

(9) 厂址区域稳定及地震。调查拟选厂址区域的地质和工程地质等的区域地质情况,查明厂址是否存在活动断裂,以及危害厂址的不良地质现象,对其危害程度和发展趋势作出判断,并提出防治的初步意见。对可能影响厂址稳定的地质问题进行研究和预测,对拟选厂址的区域稳定性或选定厂址场地的稳定及工程地质条件作出评价。对于有可能导致地质灾害发生或地质灾害易发区的工程,进行地质灾害危险性评估,提出场地稳定性和适宜性的评价意见。

(10) 工程地质及水文地质。应调查并收集区域地质、工程地质、水文地质、地震、矿藏、建筑经验等资料,并对拟选厂址进行初步勘察,以获得厂址区域初步的地质钻探资料。

(11) 环境保护要求。必须认真考虑环境保护的要求,减少及防止可能对环境带来的污染,应保证厂址选择和布局的合理性,严格遵守国家颁发的环境保护相关法律、法规、规范及标准,防止环境污染和生态破坏。在进行新建、改建或扩建火力发电厂时,在可行性研究阶段必须进行项目的环境影响评价。

(12) 水土保持。应对厂址环境进行现状分析,对发电厂建设的水土流失影响范围进行预测。按国家颁布的有关法令、政策、标准和规定,提出项目建设对防治水土流失的控制措施。

### 1.3 厂址方案技术经济论证

应对拟建厂址的建厂条件和技术经济及主要工程量进行全面的、多方案的比选和论证,做好技术经济效益的分析工作,提出每个厂址方案的优缺点。

通过对两个及以上厂址方案的综合技术经济比较,提出推荐厂址意见和规划容量的建议,并说明存在的问题及对下一阶段工作的建议。

## 2 总体规划

发电厂的总体规划工作必须在充分调查研究和掌握资料的基础上进行,要用全局和动态观点,从工程的经济性、技术的先进性、生产的安全性、发展的合理性上进行全面的衡量和考虑。

### 2.1 总体规划的主要原则

(1) 应按国家批准的发电厂规划容量、结合当地的自然、资源条件及电力系统的发展远景进行,贯彻节约用地的原则。

用地范围应按电厂规划容量,根据建设和施工的需要确定。全厂生产用地、厂前建筑区用地和施工用地面积应遵守现行的国家和行业有关标准的规定。

(2) 应按电厂生产工艺的流程要求进行规划。在满足电厂生产、运输、防火、安全、卫生、环保及水土保持等标准的前提下,应尽量缩短公(铁)路运输距离;缩小建(构)筑物之间的间距,减少厂址用地面积,降低工程造价。

(3) 应与城镇、工业区及港区规划相协调,做到有利生产、方便生活,有利扩建、方便施工。

(4) 应根据厂址区域的具体地形条件,做好发电厂的防排洪(涝)规划,并充分利用现有的防排洪(涝)设施;当必须新建时,经比选可因地制宜地采用防排洪(涝)堤、防排洪(涝)沟和挡水墙。防排洪(涝)设施应在初期工程中同步规划。同时,要防止破坏山体,注意水土保持。

(5) 厂区和居住区,应结合场地具体情况、城镇规划和建厂地区的外部条件,因地制宜地确定。厂区、居住区的规

划,宜避免受邻近工矿企业散发有害物质的影响。

(6) 正确处理近期建设和远期发展的关系。不堵死扩建,而应留有余地。当分期建设时,必须明确本期建设范围。

### 2.2 厂址选择与总体规划设计实例

某电厂的地理位置及建厂条件为:

(1) 规划容量。一期工程  $2 \times 300\text{MW}$  机组,二期工程  $2 \times 300\text{MW}$  机组,共计  $1200\text{MW}$ 。

(2) 水源及供水方式。采用直流供水方式,水源取自长江。

(3) 煤源。采用河南、陕西混合贫煤。

(4) 铁路。运输通道从煤源点,经铁路到达接轨站。接电厂铁路专用线到达电厂作业线。

(5) 灰场。采用灰、渣分除的干除灰方式,综合利用率约为 70%,不能利用部分运至厂区西南面的游贾湖灰场。

(6) 出线。采用  $220\text{kV}$  电压等级出线。由于地形条件限制,出线采用电缆沟道敷设的方式,从  $220\text{kV}$  屋外配电装置引接至电厂围墙外,然后架空送出。

(7) 远景规划。电厂总体规划远景可考虑规划  $2 \times 600\text{MW}$  容量,全厂总规划容量  $2400\text{MW}$ 。

(8) 施工及生活区设施。施工区位于厂区扩建端,并充分利用厂区内的扩建场地及边角地。施工生活区布置在施工区东侧,方便管理。

发电厂总体规划设计示例如图 2.2-1 所示。

## 3 厂区总平面布置

厂区总平面布置是发电厂设计中一项综合性和技术性很强的工作,需要从全局出发,深入调查研究,收集必要的基础资料,取得有关单位的协议文件,并与有关专业密切配合,进行多方面的技术经济比较,力求选择用地少、投资省、建设快、运行费用低和有利生产、方便生活的最合理布置方案。

### 3.1 厂区总平面布置主要原则

(1) 厂区总平面布置应按项目核准的规划容量和本期建设规模进行,在满足规划容量、设计合理的前提下,统一规划,分期建设,留有余地,不堵扩建。

(2) 建、构筑物的平面和空间组合,应做到分区明确、合理紧凑、生产方便、造型协调、整体性好。有条件时,辅助厂房和附属建筑宜采用联合布置、多层建筑和成组布置,并应与现有和规划建筑群体相适应。

(3) 应以主厂房为中心,以工艺流程顺畅、布置紧凑、节约用地为基本原则,并结合厂区自然地形、设备特点和施工条件,按功能要求进行分区,统筹兼顾、合理安排、因地制宜地进行布置,注重环境保护和建筑群体协调美观。

(4) 主厂房、冷却塔、烟囱等荷重较大的主要建、构筑物,宜布置在土层均匀、地基承载力较高的地段。需要抗震设防的发电厂,建筑物宜选择有利的地段,避开不利地段。

(5) 生产过程中有易燃或爆炸危险的建、构筑物和储存易燃、可燃材料的仓库等,宜布置在厂区的边缘地带。

(6) 应考虑防爆、防震、防噪声。在满足工艺要求的前提下,宜使防震、防噪声要求高的建筑物远离振动源和噪声源。

### 3.2 厂区总平面布置主要内容

总平面布置一般包括主厂房区、配电装置区、贮煤场区、点火油罐区、冷却设施区、污水及废水处理区、化学水





处理区、各辅助及附属建筑等。

总平面布置应满足防火、卫生 and 环境保护等规定,因地制宜地综合各种因素,统筹安排全厂建、构筑物的位置;全面地处理好平面与竖向的关系;合理解决地上地下管线、交通运输及绿化美化设施。

### 3.2.1 主厂房布置

主厂房是发电厂中最主要的生产车间,在满足防火、防护间距要求的条件下,应根据工程的具体条件,正确确定主厂房的位置,综合考虑生产流程、自然条件、施工和扩建等各方面的因素,处理好与其他各主要生产建筑和辅助、附属建筑的关系。

主厂房平面及横向布置一般由汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房、除尘器、引风机室、烟囱及烟道等各部分组成。

### 3.2.2 配电装置布置

110kV 及 220kV 以上配电装置一般多采用屋外布置方式。在严重污染地区,如附近有大的钢铁厂、冶炼厂、化工厂、水泥厂等散发粉尘和有害气体的地区、土石方工程较大且地形狭窄地区、海滨盐雾腐蚀地区,以及高产农田果林地区,可考虑采用屋内布置。

配电装置的架空高压输电线出线方向应与城镇和工业区的规划相协调,厂区附近的输电线路应有统一的规划,注意排列整齐,避免相互交叉跨越。应按规划容量的出线回路预留足够的走廊宽度,在此范围内,不得建设永久性的建筑物。

### 3.2.3 燃煤设施布置

(1) 铁路运输时,日耗煤量在 4000t 以上,一般宜考虑整列车牵引进厂。在布置输煤设施的同时,要考虑足够长度的场地来布置铁路线路。在考虑卸煤装置的方位时,要便于铁路线的引入,尽量使厂外线顺直,坡度平缓。同时避免使引进的铁路与进厂主要干道交叉,或使进厂铁路包围厂区。

(2) 水路运煤时,贮煤场宜布置在岸边,并宜进行封闭。

(3) 燃煤自卸煤装置或贮煤场向主厂房输送,一般均用胶带运输。

(4) 露天堆放的煤场应尽量远离化验室、屋外配电装置、主控制室、汽机房及厂前建筑,并应布置在厂区主要建、构筑物最小频率风向的上风侧,且使煤场的长边避免垂直于盛行风向。

(5) 输煤系统一般均按规划容量设计,分期建设;输煤设施的布置要留有适当的扩建余地,宜布置在厂区的边缘地段。

(6) 输煤栈桥与主厂房的连接方式有:从锅炉房固定端垂直于煤仓间进入厂房,这是最常用的布置方式;从中间引入;从固定端平行于主厂房纵轴线引入;从扩建端平行主厂房纵轴线引入。

### 3.2.4 冷却设施布置

(1) 冷却设施布置主要原则。

1) 尽量缩短到汽轮机凝汽器的循环水管沟长度。

2) 尽量减少冷却设施对周围环境的影响。

3) 冷却水源、冷却池形状和进排水口位置有利于水的冷却和取深层水。

4) 有条件时考虑本身扩建便利,同时不影响其他建筑物的扩建。

5) 在总平面布置时,应考虑冷却塔淋水装置的淋水和机械塔风机运行时产生的噪声影响。适当注意考虑将生产办公楼、主控制楼等建筑与冷却塔保持一定的距离。

(2) 直流供水。

1) 无泵供水的直流供水系统。适用于河流坡度大,从

取水口至排水口之间落差大于供水系统全部水阻的情况。

2) 循环水泵安装在汽机房内或厂内的集中水泵房中。适用于水源水位变幅小、最低水位较高、水源至厂区引水渠沿线地形平坦的情况。一般用于从渠道取水。

3) 循环水泵安装在岸边水泵房内。适用于水源水位变幅大,取水点距离厂区不远的情况。

4) 在岸边水泵房内和汽机房内分别安装一级水泵和二级水泵。适用于水源水位低、变幅大,或供水距离远、水源至厂区间地势较平坦等情况。

5) 当供水静扬程高,水源水位变幅大时,采用具有回收排水水能设施的供水系统。

(3) 循环供水。

1) 自然通风冷却塔(逆流塔)。这种塔用地面积大。与 200~300MW 机组相配的冷却塔,冷却塔淋水面积一般为 4000~5000m<sup>2</sup>;与 600~1000MW 机组相配的冷却塔,冷却塔淋水面积一般为 9500~13000m<sup>2</sup>。在通常情况下,1 台机组配 1 座塔,其直径可达 60~130m,高度可达 80~160m 以上。

2) 机械通风冷却塔。常用的风机直径为 8.53m 和 9.14m,机械塔用地面积小、土建工程量及投资较小,但运行费用高、风机维护工作量大,水汽和噪声的影响也比自然塔大。厂区间地形狭窄,或气温高、湿度大的地区可考虑采用机械通风冷却塔。

3) 冷却池。以水库、天然湖泊或河网作冷却池的循环供水系统,在总布置中应考虑的原则与直流供水相类似。

4) 空冷系统。我国的“三北”(华北、东北、西北)地区煤炭资源丰富,但水资源贫乏。空冷机组比常规循环冷却机组可节水 3/4 以上,空冷机组现已在缺水地区得到广泛应用。

空冷系统有直接空冷系统(又称 GEA 系统或 ACC 系统)、采用表面式凝汽器的空冷系统(又称哈蒙系统)、采用混合式凝汽器的空冷系统(又称海勒系统)三种方式,后两种又称间接空冷系统。

### 3.2.5 排烟冷却塔

为满足对电厂烟囱限制高度的要求,以及考虑环境保护对污染物排放的要求和总平面布置的特点等综合因素,可采用排烟冷却塔技术。排烟冷却塔技术在国外已成功应用 20 余年,经不断完善,现已应用到单机容量达百万千瓦级的机组。2004 年在北京热电厂、三河电厂等项目上已采用排烟冷却塔技术,环境影响评价已通过环保部门的审查。

## 3.3 厂区总平面布置设计实例

### 3.3.1 直流供水燃煤电厂

#### 3.3.1.1 汽机房面向水源布置

某电厂为大型区域性凝汽式电厂,位于长江南岸,以长江水为冷却水源,取排水条件好;利用长江滩涂作灰场。采用水路运煤,煤码头紧临厂区北侧长江南岸。厂区地基土层为滨海相沉积,地基承载力较差,建构筑物采用桩基。厂区间地形平坦,土方工程量少。

一期工程为 4×300MW 凝汽式汽轮发电机组及 4×1025t/h 锅炉于 1990 年开工建设,4 台机分别于 1993、1994 年相继投产;二期工程为 3×600MW 超临界凝汽式汽轮发电机组和 3×1950t/h 锅炉。二期工程于 2003 年开始施工,2005 年 3 台机组均投入运行。一期工程采用(主厂房、配电装置)二列式布置,固定端朝西,汽机房面向北且靠近长江,便于进排水,向南采用电缆出线;大多数辅助及附属建筑集中布置在厂区固定端。二期工程也采用二列式布置格局,但二期工程主厂房与一期主厂房呈 180°,即汽机房面向南侧,锅炉房面向长江,固定端朝西,向南出线,主厂房与





东侧在建的长江大桥景观相协调；二期辅助及附属建筑集中布置在一、二期工程主厂房之间。全厂功能分区明确，至市区及生活区交通方便，如图 2.2-2 所示。

3.3.1.2 锅炉房面向水源布置

(1) 某电厂位于渤海沿岸，采用海水直流循环供水系统。燃煤采用铁路运输。

电厂一期工程为  $2 \times 600\text{MW}$  国产引进型机组；二期工程拟建设  $2 \times 1000\text{MW}$  机组，总规划装机容量约  $3200\text{MW}$ 。

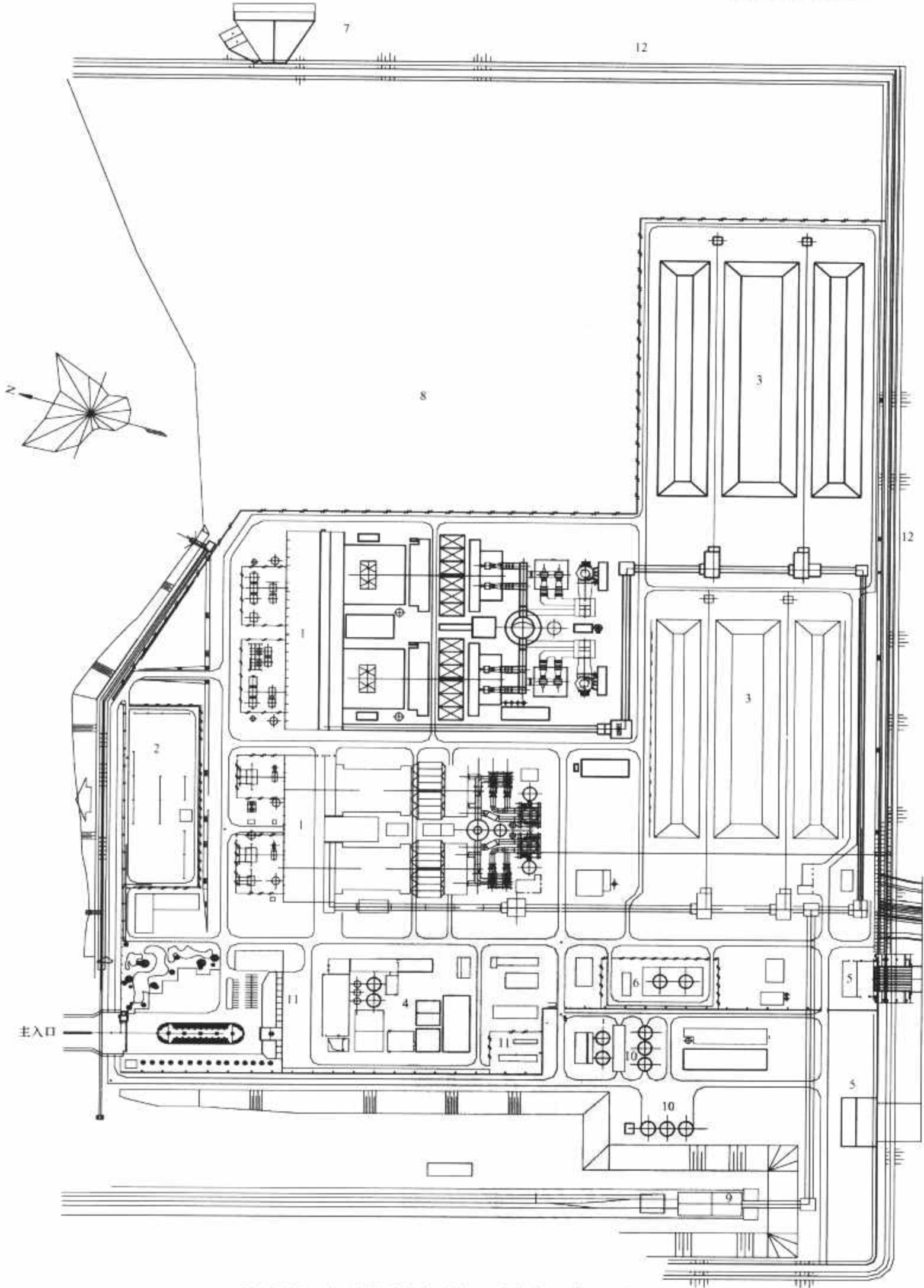


图 2.2-3 锅炉房面向水源的三列式电厂总平面布置图

1—主厂房；2—配电装置区；3—贮煤场；4—化学水处理室；5—循环水泵房；6—油区；7—排水口；8—施工场地；  
9—翻车机；10—灰库；11—制氢站；12—防洪堤



厂区总平面布置采用典型的配电装置、主厂房、煤场三列式布置格局，辅助生产及附属建筑大部分布置在主厂房固定端，布置紧凑，功能分区明确。

该工程场地为劈山填海，厂区在配电装置与主厂房区之间设置一道阶梯，高差4m。主厂房零米标高为4.50m，防波堤标高为6.0m，防浪墙顶标高为9.60m。详见图2.2-3。

(2) 某电厂位于长江入海口南岸，采用直流循环供水系统，水源取自长江。燃煤采用水路运输，电厂设有煤码头、重件码头。

电厂总规划装机容量约为5000MW。一期工程为4×300MW国产引进型机组，一次建成；二、三期工程分别为2×900MW机组和2×1000MW机组。

厂区总平面布置采用典型的配电装置、主厂房、煤场三

列式布置格局，辅助生产及附属建筑大部分布置在主厂房固定端，布置紧凑，功能分区明确。

该工程场地比较平坦，没有明显坡向，为了减少土方量，方便施工，创造良好的通行条件，厂区道路采用平坡纵断面式。为解决好道路排水，在路面两侧，适当进行施工找坡，坡向雨水口。详见图2.2-4。

### 3.3.1.3 主厂房固定端朝向水源布置

(1) 某电厂厂区三面环山，仅西侧一面临海。采用海水直流循环供水系统，燃煤采用水路运输，电厂设有煤码头、重件码头。

规划容量为4×1000MW超超临界机组，分两期建设。一期工程建设2×1000MW超超临界机组，并留有进一步扩

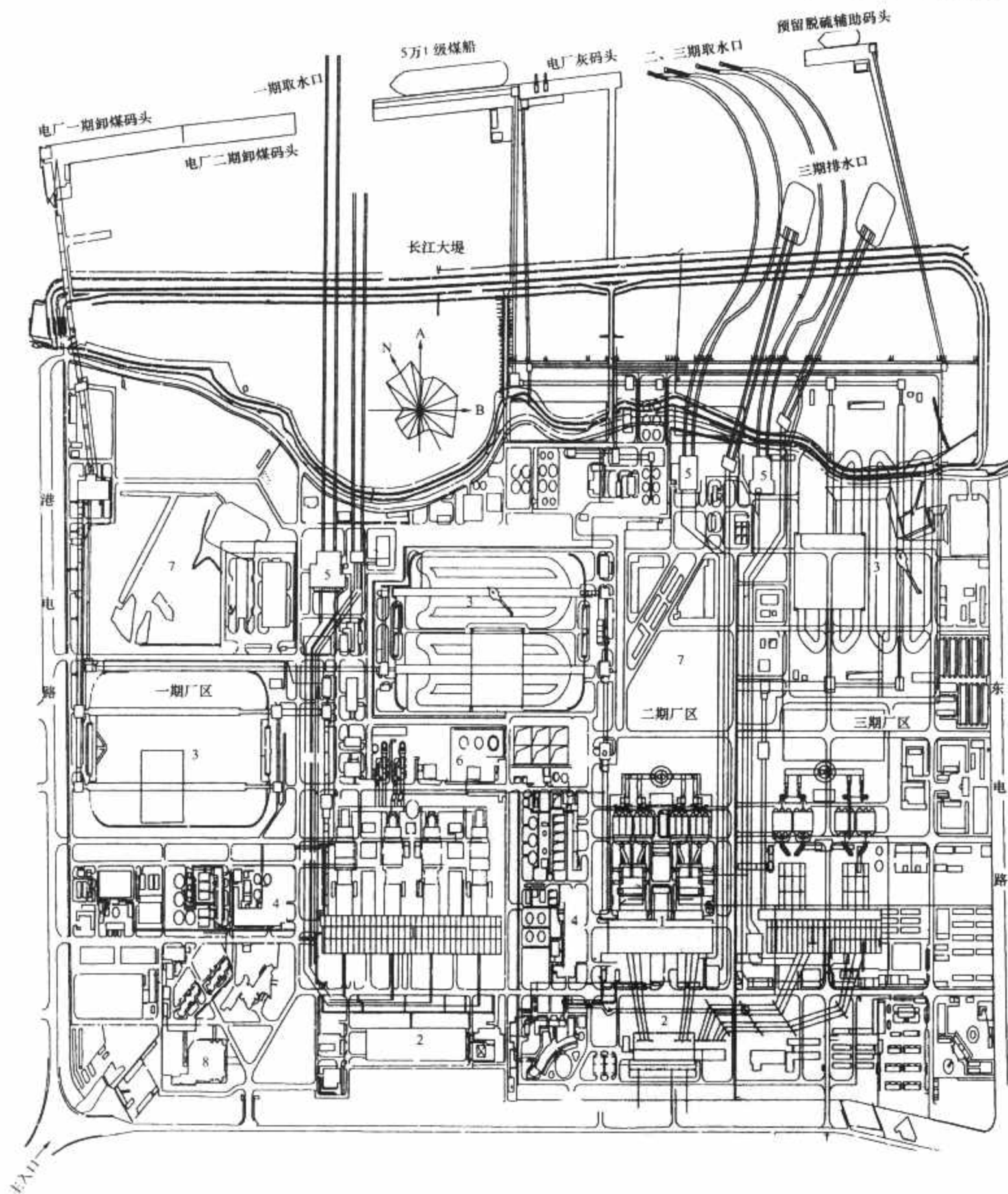


图2.2-4 锅炉房面向水源的三列式电厂总平面布置图

1—主厂房；2—配电装置区；3—贮煤场；4—化学水处理室；5—循环水泵房；6—油区；7—施工场地；8—生产行政办公楼

建的条件。

厂区总平面布置为典型的配电装置、主厂房、煤场三列式，固定端布置在厂区西侧，由西向东扩建。规划容量内的厂区辅助、附属及公用设施布置在主厂房西侧区域内预留或土建项目一次建成。详见图 2.2-5。

(2) 某电厂是 1 座初期建设规模为  $6\times 600\text{MW}$  超临界机组、规划容量为  $10\times 600\text{MW}$  机组的大型滨海电厂。

厂区东北侧和东南侧临海，主厂房纵轴北偏东  $45^\circ$ ，汽机房朝向西北，固定端朝向东北，由东北向西南扩建。厂区东北临海侧布置取水口、综合码头和卸煤码头，东南临海侧为炉后弃土填海造地区。循环水排水从炉后引出，排向厂区南面海域。

储煤配置 5 座  $120\text{m}$  直径的全封闭圆形煤场，全厂储煤量可供  $6\times 600\text{MW}$  机组约 30 天的耗煤用量。详见图 2.2-6。

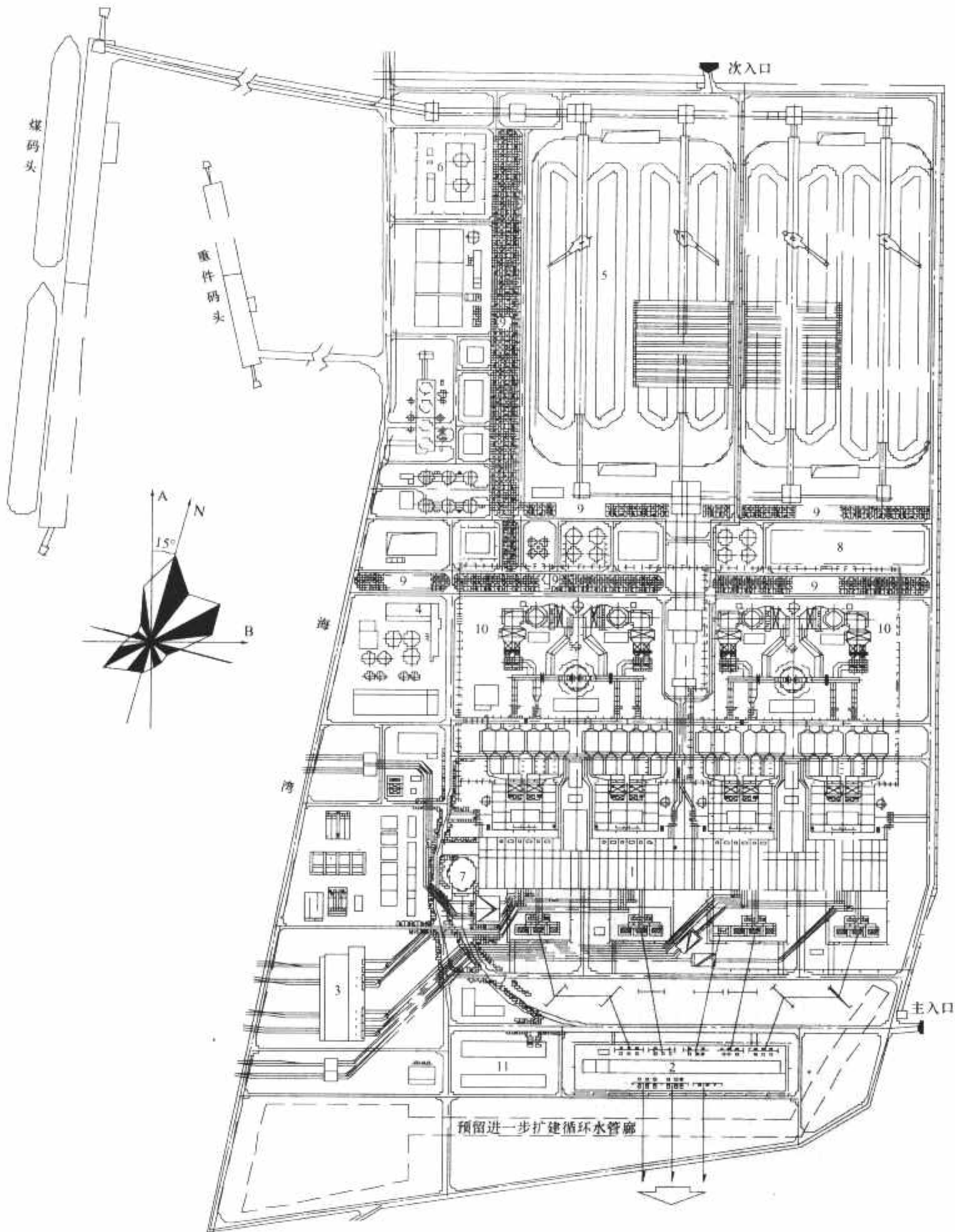


图 2.2-5 主厂房固定端朝向水源的三列式电厂总平面布置图

- 1—主厂房；2—配电装置区；3—循环水泵房；4—除盐车间及化学综合楼；5—贮煤场；6—油区；  
7—集控室及生产办公楼；8—预留扩建场地；9—规划绿化带地；10—脱硫设施；11—生产行政办公楼



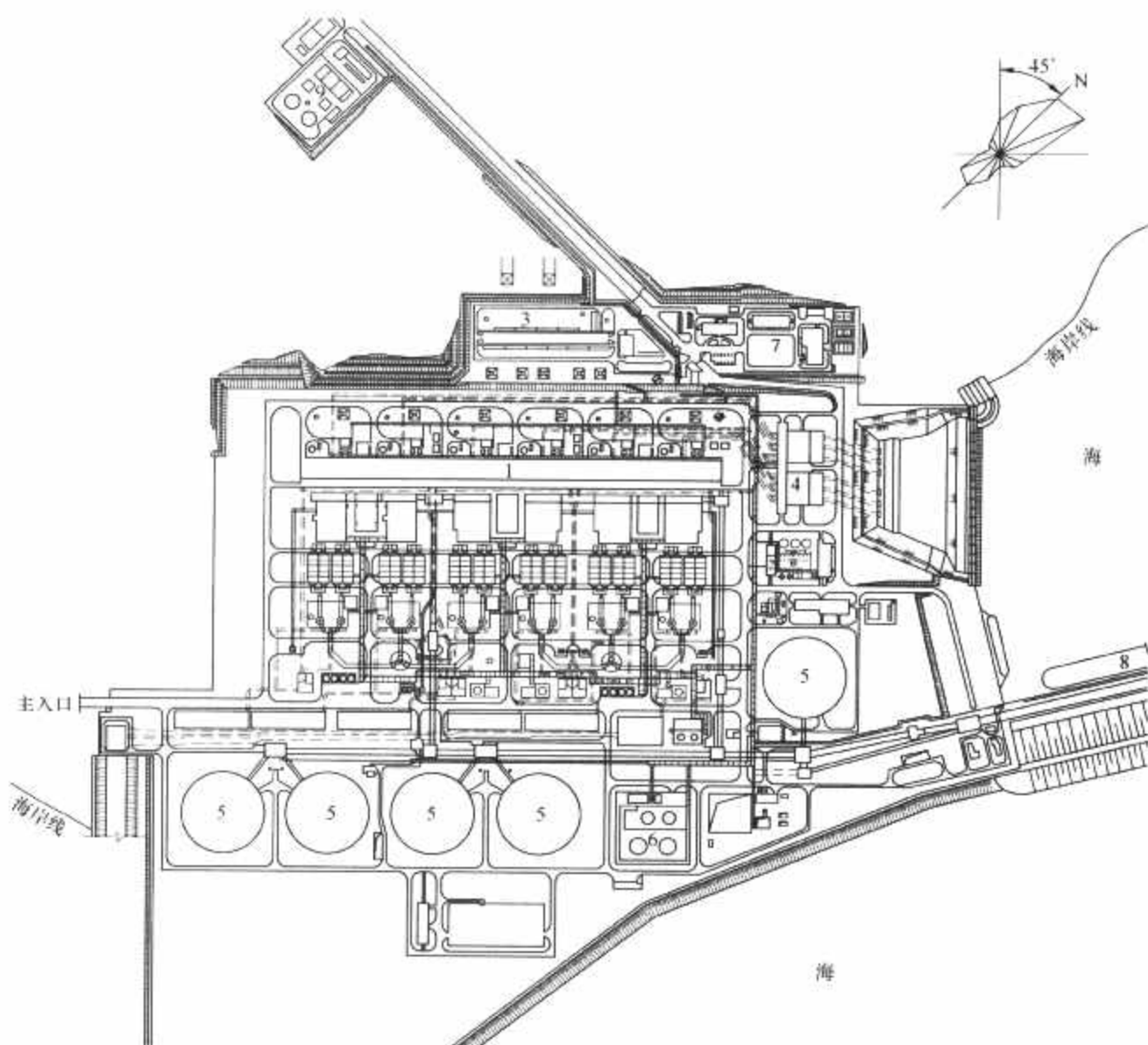


图 2.2-6 主厂房固定端朝向水源的三列式电厂总平面布置图

1—主厂房；2—化学水处理区；3—配电装置区；4—循环水泵房；  
5—圆形封闭贮煤场；6—油罐区；7—综合办公楼；8—码头；9—水厂

### 3.3.2 循环供水燃煤电厂

#### 3.3.2.1 冷却塔布置在固定端

某电厂为大型区域凝汽式路口电厂，规划容量为2400MW燃煤机组，一期工程为4×300MW机组，二期工程拟建设2×600MW机组。

厂区总平面布置采用典型的配电装置、主厂房、煤场三列式布置格局，辅助及附属生产设施大部分布置在厂区的西侧，冷却塔布置在主厂房A排前、配电装置区东侧，接卸煤采用翻车机和地下卸煤沟。详见图2.2-7。

#### 3.3.2.2 冷却塔布置在主厂房A列外、配电装置之间

某电厂地处华北平原，属于典型的平原电厂。

电厂规划容量为4×600MW燃煤机组，分两期建设。一期工程建设2×600MW国产燃煤机组，并留有再扩建的条件。

厂区总平面布置为典型的配电装置、冷却塔、主厂房、煤场四列式布置格局，固定端布置在厂址北侧，由北向南扩建。规划容量内的厂区辅助、附属及公用设施布置在主厂房北侧区域内预留或土建项目一次建成。整个厂区北侧辅助区建、构筑物布置自东向西依次为水净化站、循环水加药间、工业废水处理站、生活污水处理站、综合泵房、化学水车间、厂前办公区、检修和材料库区、燃油库区等。详见图2.2-8。

#### 3.3.2.3 冷却塔布置在锅炉房外

某电厂为大型区域凝汽式电厂，采用二次循环供水系统；燃煤采用铁路运输；利用江边滩涂作为灰场。

电厂一期工程为2×200MW凝汽式汽轮发电机组，二期工程为2×600MW引进型国产亚临界机组。一、二期工程装机容量为1600MW。三期工程拟建设2×1000MW超超临界机组。厂区总平面规划布置，考虑了将来电厂扩容的可能，在扩建端留有扩建的余地。

电厂一、二期工程厂区总平面布置采用四列式的布置格局。辅助及附属生产设施大部分布置在厂区固定端。特点是冷却塔布置在主厂房锅炉后，厂内铁路采用贯通式翻车机布置方案。三期工程厂区总平面布置采用三列式的布置格局，冷却塔布置在屋外配电装置扩建端，翻车机采用折返式布置。三期工程主厂房与二期工程主厂房脱开138m。二、三期工程主厂房A排对齐。分区明确、工艺流程合理、生产检修方便，整体感观效果协调统一，整体性好。详见图2.2-9。

#### 3.3.2.4 兼有湿冷和直接空冷机组的电厂

某电厂为北方地区大型区域凝汽式坑口电厂。

电厂规划容量为8×600MW燃煤机组，一、二期工程安装4×600MW湿冷机组，三期工程建设2×600MW直接空冷机组，四期工程为2×600MW直接空冷机组。电厂呈配电装置、冷却塔、主厂房、煤场四列式布置格局，辅助生产设施布置在主厂房固定端侧。

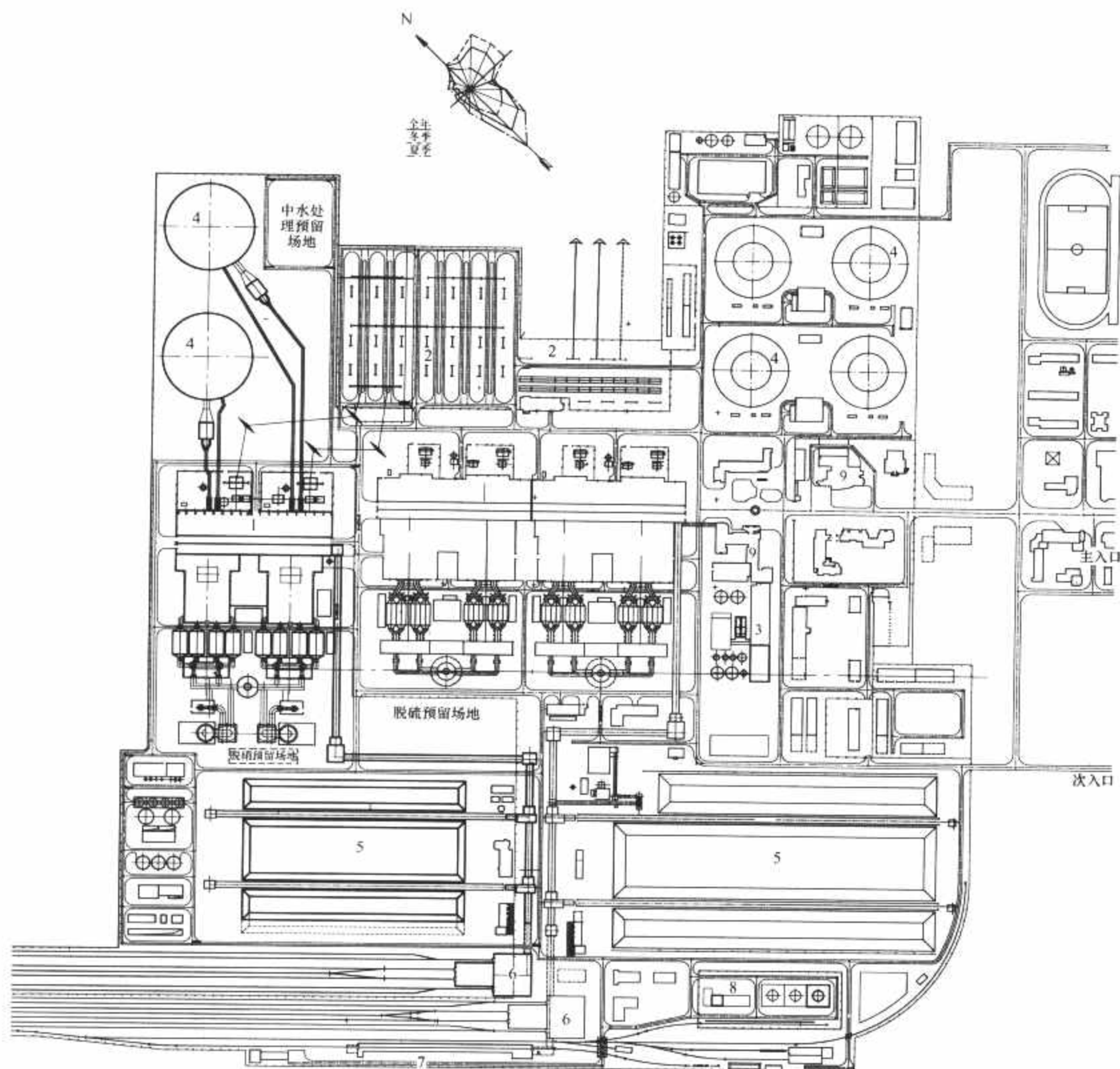


图 2.2-7 冷却塔布置在固定端的电厂总平面布置图

1—主厂房；2—配电装置区；3—化学水处理室；4—自然通风冷却塔；  
5—贮煤场；6—翻车机；7—卸煤沟；8—油区；9—综合办公楼

电厂工艺流程顺畅、简洁；厂区布置规整且功能分区明确、合理；厂区内建构筑物布置紧凑，节省用地；循环水管线短捷。详见图 2.2-10。

### 3.3.2.5 直接空冷机组电厂

某电厂为北方地区大型区域凝汽式电厂。

电厂规划容量  $4 \times 600\text{MW}$ ，一期工程装机容量为  $2 \times 600\text{MW}$ 。为适应空冷机组的要求，厂区纵向与东西向成  $45^\circ$  角（顺时针）布置。厂区总平面呈配电装置、空冷平台及主厂房、煤场三列式布置格局，主厂房 A 列朝向西南，主厂房固定端朝向西北。详见图 2.2-11。

## 4 厂区竖向布置

### 4.1 厂区竖向布置主要原则

竖向布置是确定建筑、设施与地面高程关系的设计，应

根据厂区地形、工程地质和水文地质、气象、工艺布置等，确定厂区内场地、建筑、设施、道路、铁路、地下管沟和有关的挡土墙（边坡）的设计标高、场地排水坡向，以及有关的工程量。

#### 4.1.1 工艺布置要求

应力求将与主厂房联系密切的主要车间与设施（如主变压器、启动变压器、厂用变压器、锅炉房、主控制楼、输煤设施、补给水设施及相应的地下管沟等）布置在同一台阶上，并留有足够场地，合理确定主厂房和冷却设施及卸煤设施标高。

输煤建（构）筑物标高应根据铁路专用线接轨点和工艺对卸煤要求等因素确定。

对于依靠江河水或海水直接冷却的电厂，主厂房场地地面标高和海（江河）平面的高差应根据工艺需要及防洪、防内涝要求等确定。



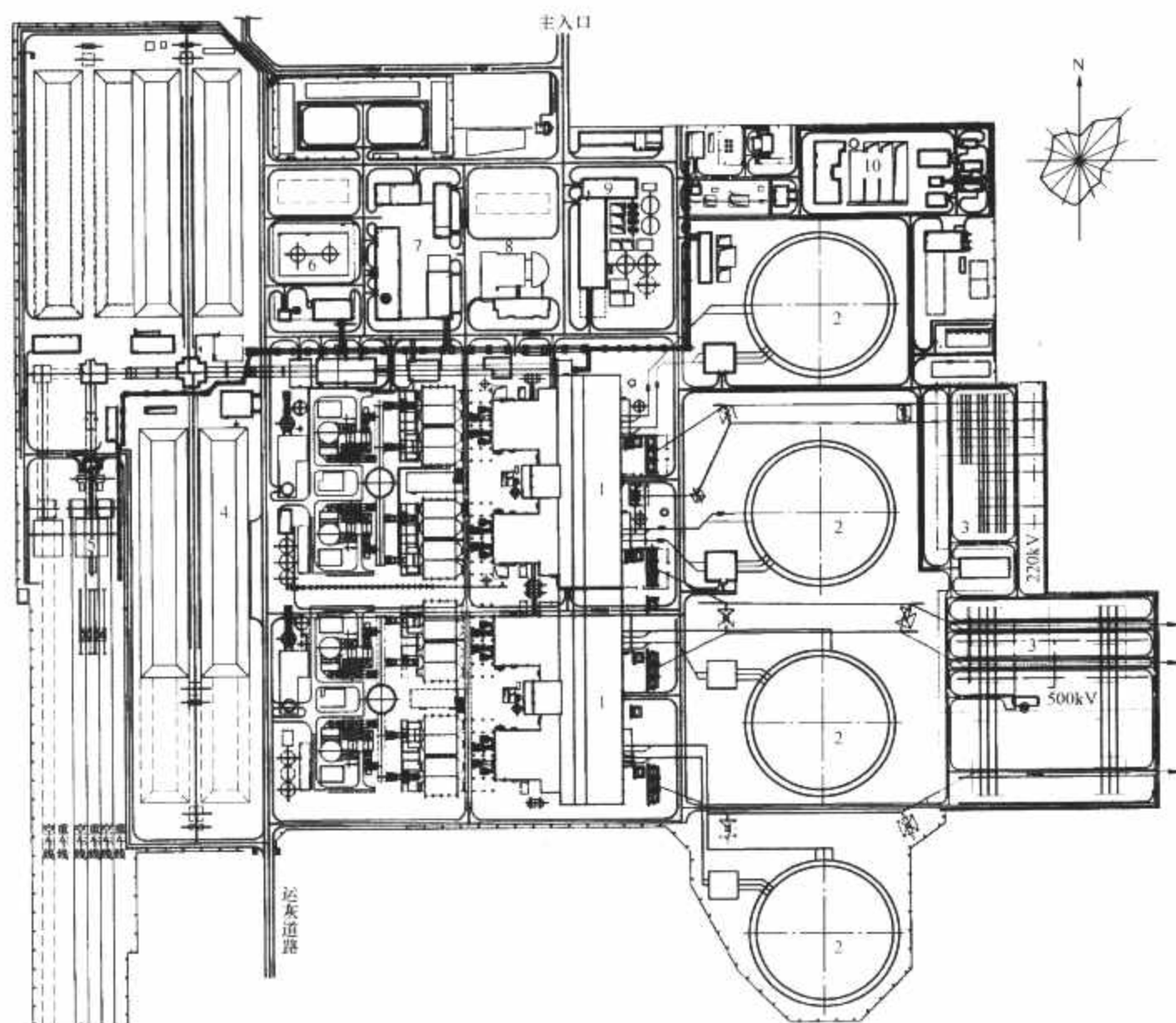


图 2.2-8 冷却塔布置在主厂房 A 列外、配电装置之间的电厂总平面布置图

1—主厂房；2—冷却塔；3 配电装置区；4—煤场；5—翻车机；6—燃油库区；  
7—检修及材料库区；8 厂前办公区；9—化学水车间；10—水务区

#### 4.1.2 地形和地质条件

对于自然地形比较平坦的场地，竖向设计应解决好场地排水设计；对于坡形场地，竖向设计应使工艺布置与地形相适应，使土石方工程量、基础处理和边坡处理工程量最少，交通运输便捷。

#### 4.1.3 防排洪措施

当厂址标高低于洪水位时，如当地回填土材料费用较低，土源充足，可提高场地标高至洪水位以上；否则，竖向设计必须考虑截洪、防排洪和排水措施。

当厂址标高高于洪水位时，应根据现场实际地形和水文气象条件，确定排水设计，排水口的标高宜在设计洪水位以上。

当无法达到上述要求时，应有可靠的防止洪水倒灌措施，如设消能井、防潮闸或设置排涝泵房等。

### 4.2 厂区竖向布置方式

#### 4.2.1 平坡式竖向布置

厂区场地平坦，自然地形坡度不超过 3%，一般采用平坡式竖向布置。坡向可根据场地范围、建筑布置、地下管沟及道路布置等，选用单坡、双坡及多坡布置。发电厂场地范围较大，建筑布置、地下管沟及道路布置等较密集，可以采用多坡布置。

#### 4.2.2 阶梯式布置

当厂区场地条件受限制，且自然地形坡度超过 3% 时，可考虑采用阶梯式竖向布置。

阶梯的划分原则应考虑工艺布置、管沟布置、厂内外交通运输连接合理便捷，以及施工场地条件等确定。

阶梯布置应考虑阶梯的连接和阶面的处理，并尽量减少台阶的数量。根据自然地形和地质条件，采用道路、边坡或挡土墙连接处理。

### 4.3 厂区防排洪设施

#### 4.3.1 截洪沟

对于山区电厂，应在厂区边坡坡顶设置截水沟，一般应禁止截水沟排入厂区排水系统。如地面径流不大或设置截水沟有困难，且坡面有坚固的防护措施时，方可将山坡水排入坡脚下的厂区排水沟内。

截水沟一般应铺砌。截水沟的位置应尽可能选择在地形较为平坦、地质良好的挖方地段，并使水流以最短捷的路径排出。

#### 4.3.2 排水明沟

厂地排水方式可分自然排水、明沟排水和暗管排水等形式。排水方式的选择应根据降雨量、地形、地质、建（构）筑物的布置密度、地下管线与厂区道路的布置等具体条件确定。

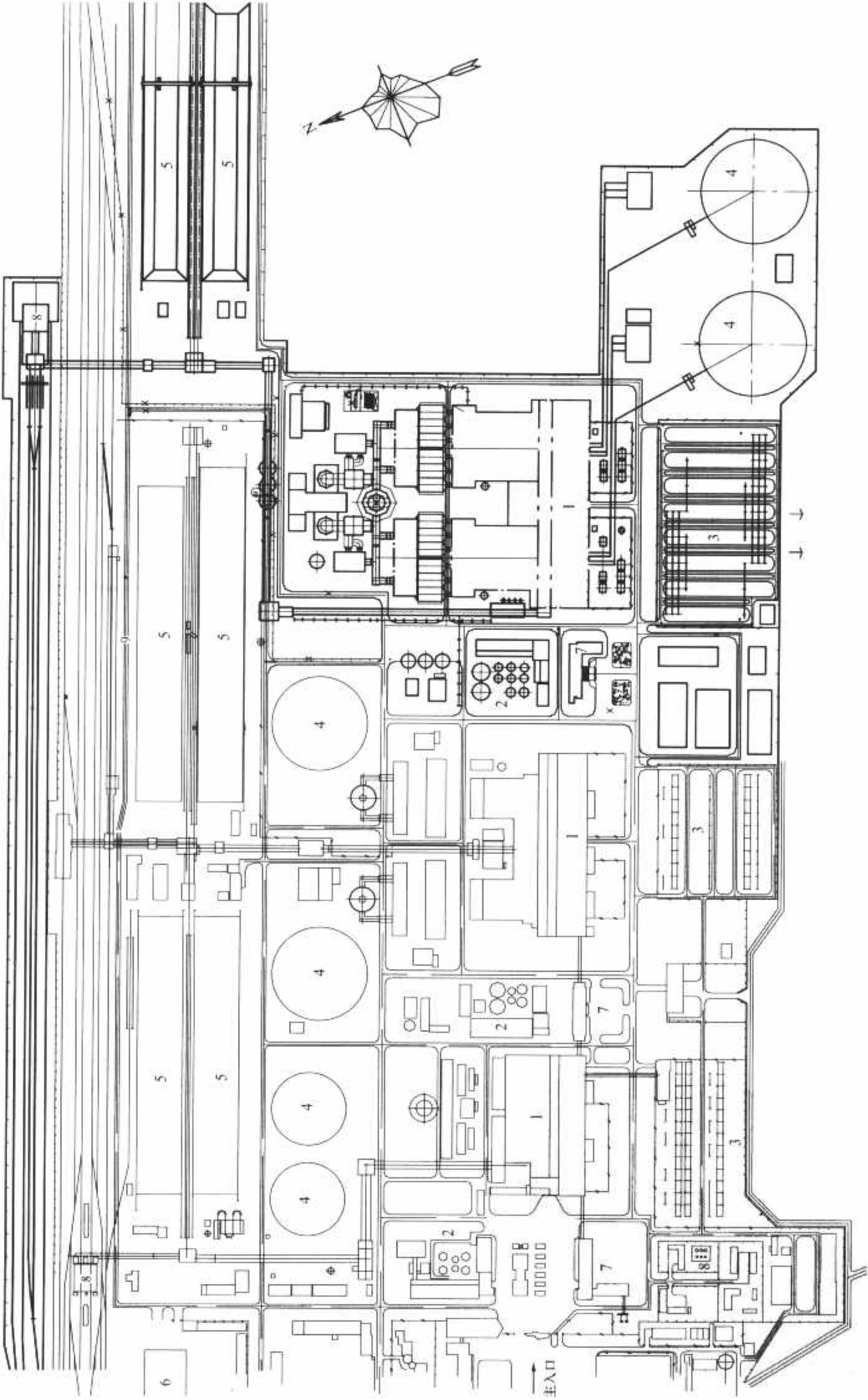


图 2.2-9 冷却塔布置在锅炉房外的四列式电厂总平面布置图  
1—主厂房；2—配电装置区；3—化学水处理区；4—自然通风冷却塔；5—贮煤场；6—油区；7—综合办公楼；8—翻车机；9—卸煤沟



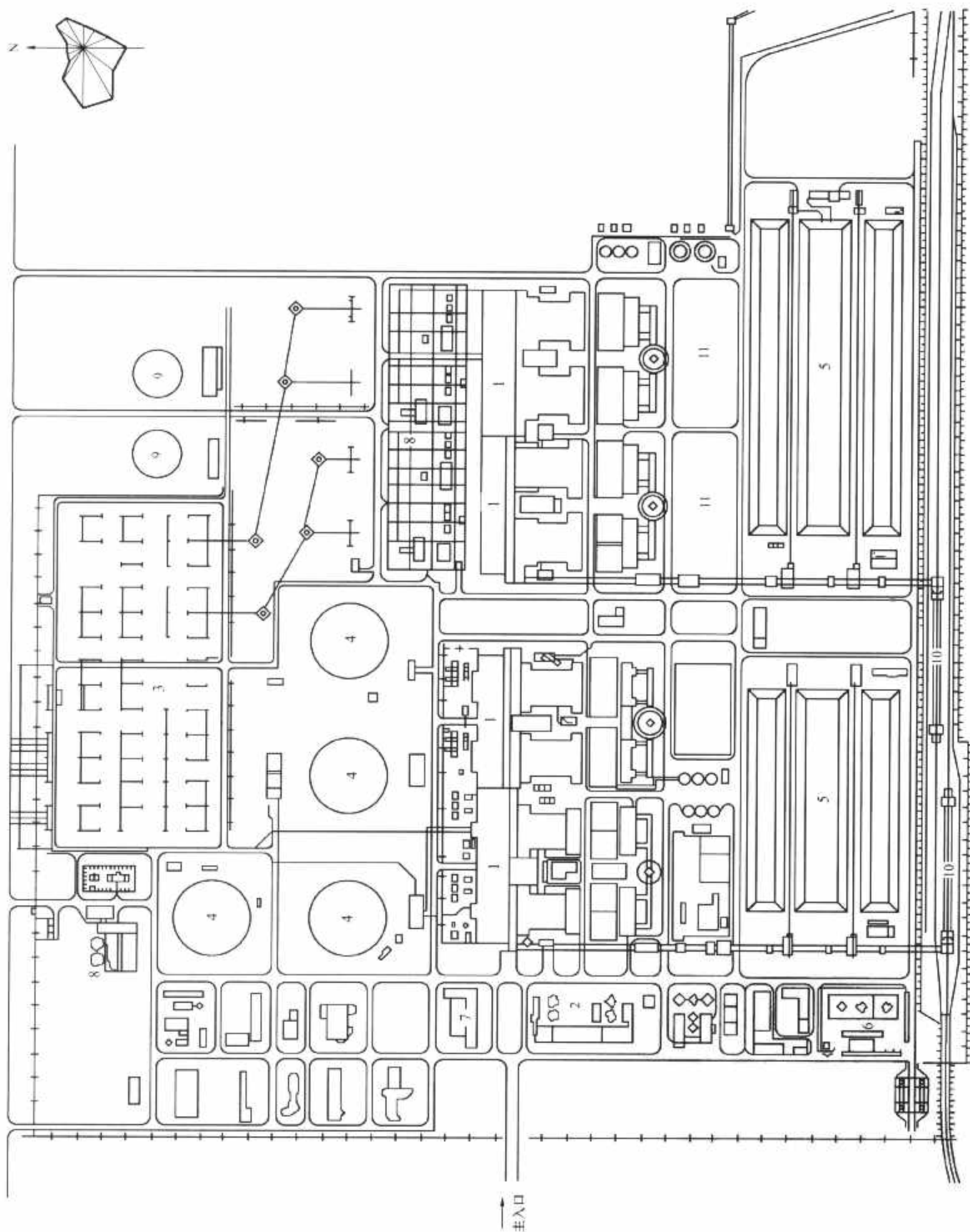


图 2.2-10 兼有湿冷和直接空冷机组的四列式电厂总平面布置图

1—主厂房；2—化学水处理室；3—配电装置区；4—贮煤场；5—自然通风冷却塔；6—油区；7—综合办公楼；8—空冷平台；9—辅助冷却塔；10—卸煤沟；11—预留脱硫设施场地

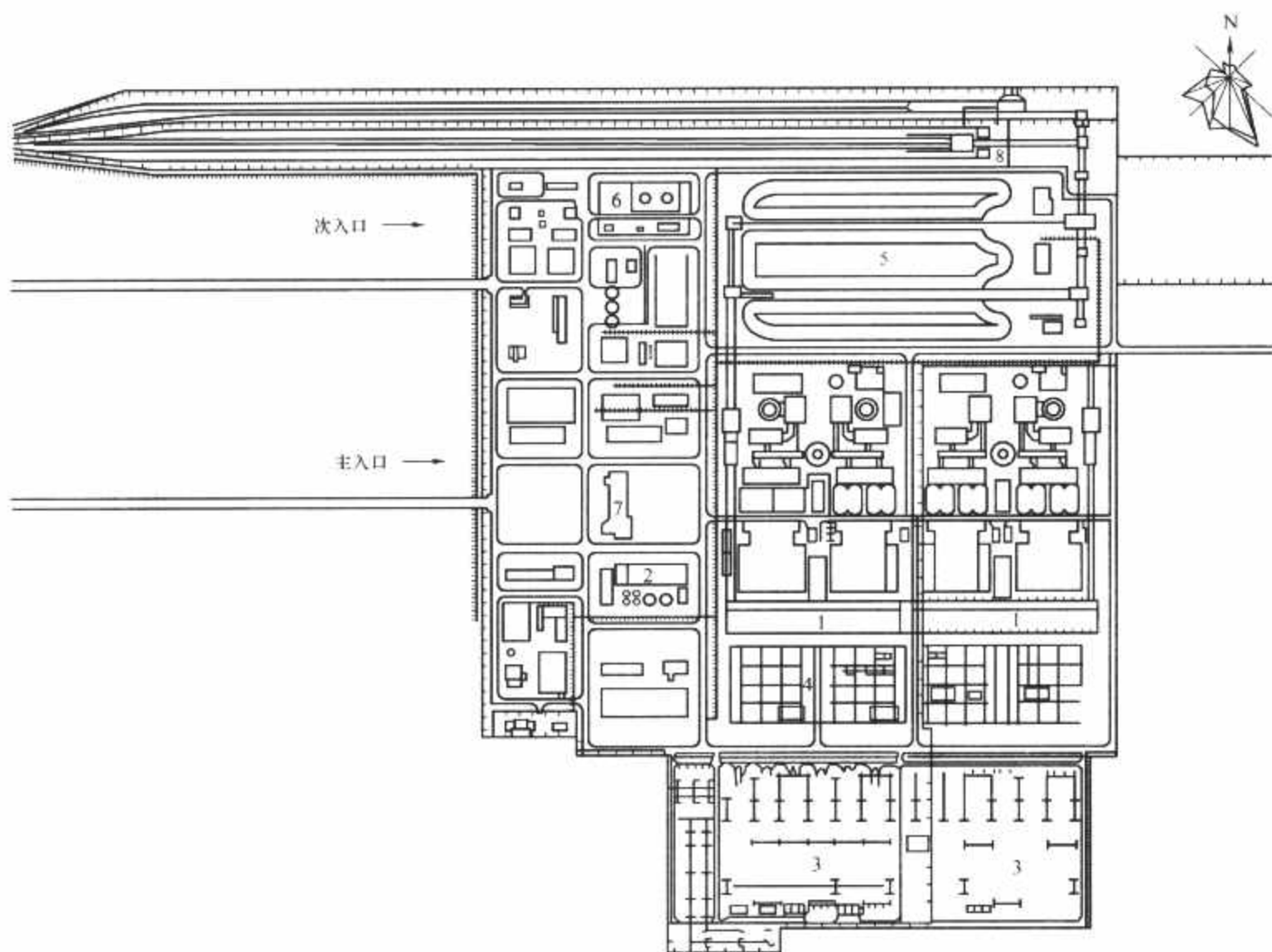


图 2.2-11 直接空冷机组三列式电厂总平面布置图

1—主厂房；2—化学水处理室；3—配电装置区；4—空冷平台；  
5—贮煤场；6—油区；7—综合办公楼；8—翻车机

## 5 厂区管线规划与设计

### 5.1 厂区管线规划与设计主要原则

(1) 从整体出发，结合规划容量，统一安排，使各种管线在平面和立面上相互协调、合理交叉。生产性管线不应穿越扩建用地。

(2) 综合考虑各种管线的特性、用途、敷设条件、相互连接及彼此之间可能产生的不利影响。选择合理经济的敷设方式和路径，使管线短捷、适当集中。

(3) 管线宜成直线敷设，并与道路、建筑物的轴线（或相邻的管线）平行。干管宜靠近用户及支管较多一侧。

(4) 管线之间及管线与铁路、道路之间应尽量减少交叉，需交叉时，一般宜为直角交叉或按工艺要求的交叉角度交叉。必要时交叉处应采取加固措施。

(5) 改建或扩建工程中新增加的管线一般不应影响原有管线的使用，并应考虑施工要求及交通运输的正常运行。当管线间距不能符合规定时，在确保生产安全并采取措施后，可适当缩小间距。

### 5.2 厂区管线分布

从厂区引入主厂房的管线及从主厂房引出的管线最多，一般厂区管线都是围绕主厂房的三侧布置：汽机房 A 列柱外侧、锅炉炉后及主厂房固定端。

供水管沟大多数情况下布置在汽机房 A 列柱外侧，少

数情况布置在锅炉房一侧，其主要与冷却水源的位置有关。除灰管沟都布置在锅炉房外侧。与其他辅助生产附属建筑联系的管线大部分布置在主厂房的固定端。一般只有消防水管、雨水管通过主厂房的扩建端。

另外，在电厂道路的主干道和次干道两侧，也有比较集中的管线，主要为消防给水管、生产和生活给水管、污水管、雨水管、电缆沟、暖气沟等，还有将工业废水处理后用于喷洒道路和地面的公用水管。

### 5.3 厂区管线敷设方式

#### 5.3.1 地上管线

地上管线包括供热管网、燃油电厂的供油管、某些电厂的酸碱管和天然气管、暖气管或电缆等。

地上管线布置原则如下：

(1) 应满足厂区正常交通运输（公路、铁路）和人流通行要求，以及架空管道跨越铁路、道路和人行道的最小垂直净距要求。

(2) 注意厂容整洁及不影响建筑物的采光、通风要求。架空管道及其支架的任何部分应满足与建（构）筑物之间的最小水平净距要求。

(3) 架空煤气管道或天然气管道及其支架的任何部分应符合与建（构）筑物之间的最小间距要求。

(4) 易燃、可燃液体及可燃气体管道不应穿越用可燃和易燃材料建成的构筑物，也不应穿越配电间、通风间及腐蚀性管道的设施等。



### 5.3.2 地下管线

(1) 地下管线布置原则。

1) 便于施工与检修。

2) 管道发生故障时,不损害建(构)筑物的基础(当管道内的液体渗漏时,不致影响基础下沉),并防止污水渗入生活给水管道和电缆沟道内。

3) 避免遭受机械损伤和腐蚀。

4) 防止有爆炸危险的气体渗入沟道或地下室内。

5) 应尽量减小管线埋置深度,但应避免管道内液体冻结。

6) 地下管线、沟道不宜敷设在建、构筑物的基础压力影响范围内及道路行车部分内。

7) 电缆沟、隧道及燃油管沟通过建筑物时,要有防火隔断措施。电缆沟不应同其他管线同沟敷设。

8) 天然气管、煤气管、氢气管不宜在沟内敷设。

9) 地下管沟应有可靠的排水措施。

(2) 地下管道之间及与建筑物之间的水平间距。地下管线与其平行的建筑物、铁路、道路及其他管线之间的水平距离,应根据地质、基础埋深、检查井结构、管线埋深、管线直径、管内输送物质的性质等因素综合确定。

## 6 交通运输

### 6.1 铁路运输

发电厂铁路专用线一般应直接与国家铁路、地方铁路接轨,或经国家或地方铁路后,与国铁、地铁及其他企业的铁路专用线连接。

#### 6.1.1 电厂铁路专用线设计要点

(1) 主要设计原则。

1) 厂外铁路专用线的设计应根据沿线地形、地质、水文等自然条件,使线路短、工程量小。

2) 电厂铁路专用线路应尽量避开与人流、货流频繁的道路交叉,尤其在城镇附近地区,线路选线应尽量避让主要道路,减少交叉,避免跨越大中型桥梁。

3) 厂外铁路专用线的运输能力应考虑电厂厂区规划要求,电厂铁路专用线的技术标准要考虑到厂址自然资源和条件,以及电厂可能发展的规划。

(2) 厂外铁路专用线的技术标准应根据电厂规划容量和运输量按相关规定进行设计。

专用线的主要技术标准应根据发电厂最终规模时的燃料运量需要和确定的专用线等级经过综合比选确定。

(3) 铁路专用线用地必须按照国家建设土地的现行规定执行。分期修建的铁路建筑物和设备所需用地应分期征用。将未来发展需要的土地划为保留用地。

#### 6.1.2 厂内铁路配线

(1) 配线原则。

1) 应满足机车与车辆的全部作业要求。厂内配线要为机车或车辆的交接、卸煤调车、空车集结调车、送重车取空车、机车整备等提供条件。

2) 应考虑配线与总体规划(含竖向布置)吻合,满足工艺要求,并能适应外部条件允许电厂规模突破规划容量时的厂内铁路扩建需要。

(2) 配线形式。厂内配线的布置应根据用地、地形、地物、接轨条件和交接方式等综合因素考虑采用横列式或纵列式布置,具体配线分为折返型、尽头型和混合型。

(3) 配线数量。厂内铁路配线数量主要取决于卸煤方

式,配线数量应根据燃煤来源、品种及波动情况,燃煤运输距离,按照每日运量折算的进厂煤车平均间隔,列车牵引定数(编挂车辆数目),车辆形式,接轨站的类型、规模和到电厂的距离,交接方式,卸车机械能力和方式,检斤设备及布置要求,厂内站布置形式,煤源点到电厂间的冬季气候情况因素确定。

### 6.2 公路运输

(1) 厂外道路为电厂厂区与公路、城市道路、车站、港口、原料基地、其他厂矿企业等相连接的对外道路,或与本厂分散的厂(场)区、居住区等之间的联络道路,或通往本厂外部各种辅助设施(水源地、灰场、总变电所等)的辅助道路。

(2) 厂内道路为厂(场)区、库区、站区、港区等的内部道路。

#### 6.2.1 厂外道路

##### 6.2.1.1 厂外道路技术标准

位于城市道路网规划范围内的厂外道路设计,应按城市道路设计;位于公路网规划范围内的厂外道路设计,应按公路设计。

大中型火力发电厂厂外道路一般采用三级厂外道路标准。小型火力发电厂厂外道路,一般采用四级厂外道路标准。厂内道路设计应按 GBJ 22—1987《厂矿道路设计规范》的规定进行。

##### 6.2.1.2 线路设计

厂外道路设计,应坚持节约集约用地的原则,不占或少占耕地,尽量利用荒地、空地、劣地和已有道路路基。便利农田排灌,重视水土保持和环境保护。应贯彻因地制宜、就地取材的原则,充分利用工业副产品 and 废渣,降低工程造价。

厂外道路的线路,应根据发电厂近期和远期规模、城镇总体规划、发电厂总体规划及所处的自然条件,统筹规划,进行选定,并照顾到施工期间使邻近企业及社会的交通方便。

#### 6.2.2 厂内道路布置的主要原则

(1) 应满足生产要求,符合生产工艺流程,并照顾到各生产区域,货流与人流兼顾,合理分散货流与人流。

(2) 应尽可能平行于主要建筑物布置,并考虑管线布置和绿化的要求。

(3) 应使厂内道路相互衔接、连成路网。并通过不少于两个不同方向的出入口与厂外道路系统连接。厂内燃油罐区的道路一般应有一出口与厂外公路相通。

(4) 应符合消防要求,尽可能使运输道路与消防道路相结合、消防通道与道路相连通,并应符合防火、卫生、防震和防爆等规范的要求。

(5) 应与厂区竖向布置相协调,有利于道路和场地雨水和排泄,有利于阶梯布置的道路联系通畅。

(6) 应特别注意创造条件使施工用的道路与永久性道路相结合。施工区应设置单独的进厂道路。对扩建电厂的施工通道布置,应减少对已运行电厂的干扰。

### 6.3 水路运输

水路运输必须考虑航道通航的可靠性和安全性,应按港口不同的水文特性采用不同的设计规范。以潮汐为主的海港和以潮流为主而停靠海轮的河港,采用 JTJ 211—1999《海港总平面设计规范》;具有河流水文特性的河港,

采用 GB 50192—1993《河港工程设计规范》；以潮汐为主停靠内河船舶的河口港和既有河流水文特性又受潮汐影响停靠海轮的河港，根据不同情况，采用 JTJ 211—1999 或 GB 50192—1993。

### 6.3.1 航道选择

(1) 必须在满足船舶航行安全的前提下，结合当地自然条件、引航距离、航标设置、挖泥数量、施工条件和维护费用等因素综合分析确定。

(2) 航道选线应全面分析当地自然资料，宜利用天然水深，避免大量开挖岩石、暗礁和底质不稳定的浅滩，并对航道泥沙回淤作出论证。

(3) 单向或双向航道的选择，应根据船舶航行密度、进出港船型比例、乘潮条件、航道长度、助航设施和交通管理等因素，经技术经济论证确定。

(4) 受潮水影响的河口航道，宜利用天然深槽，当穿越河口浅滩时，应着重分析河流、海洋动力和泥沙对航道的影响，并进行河口演变稳定性分析。必要时应通过模型试验，采取适当的工程措施。

(5) 对有冰冻的港口，航道选线应注意排冰条件和冰凌对船舶航行的影响。

### 6.3.2 码头位置选择

#### 6.3.2.1 主要原则

(1) 应根据城镇规划、电厂总体规划、运输货物种类、运输量、船型、工艺布置统一考虑。

(2) 应根据选址区域地形、地质、地震、地貌、水文、气象等自然条件，进行综合分析研究。

(3) 应选在河床（海岸）稳定、水流平顺、有天然掩护、波浪和水流作用小、泥沙运动较弱、水深适中、水域较宽的河段。当无天然掩护条件，采用开敞式码头时，宜选在天然水深条件较好，波浪、水流对船体影响较小、离岸较近的水域。在冰冻地区应考虑冰凌对港口的影响，并应避免选择在游荡性的河段上建码头。

(4) 应选在地质条件良好、无活动性断裂带的地段。宜避开在软土层较厚的地段建设码头。

(5) 应充分利用水域、陆域条件，综合规划码头、循环取水、排水口位置，新建电厂应通过模型试验和数模计算验证确定。

#### 6.3.2.2 水域条件

水域条件是指河道特性对码头选址的影响。码头应建在河床稳定、水流平顺、有较宽水域的河段。应注意远近期规划及河床、岸线的冲淤情况。

### 6.3.3 码头布置及形式

#### 6.3.3.1 码头的一般形式及其选择

(1) 浮码头。浮码头主要由围船、联桥组成，用锚固定于水中，用链系在岸上，围船可随水位高低而升降，船舶也可随水位变化而安全停靠。

浮码头具有结构简单、施工方便、造价低廉的优点，但在使用上有其局限性。在大、中型电厂的燃煤码头中很少采用。

(2) 固定码头。固定码头可按不同分类方法分成许多形式。按照码头岸线的布置可分为与岸线平行的顺岸式码头、与岸线垂直或斜角伸入水中的突入式码头、挖入岸边陆地的港池式码头。

电厂码头需要的泊位数不多，占用岸线不长，一般均采用顺岸式布置。

#### 6.3.3.2 码头布置

码头布置应符合下列要求：

(1) 码头布置应按发电厂规划容量，统筹安排水域和陆域各项设施。宜以近期为主、远近结合，留有与总体规划相适应的泊位扩建条件。改、扩建码头时，应充分利用既有设施和方便施工。

(2) 码头的总体设计应节约用地，合理使用岸线。

(3) 码头宜布置在循环水进水口的下游，并与循环水排水口之间保持必要的距离，应防止循环水排水直接冲击船只。

(4) 煤、灰码头宜布置在厂区、居住区和其他码头盛行风向的下风侧。

(5) 卸油码头宜建在其他相邻码头或建、构筑物的下游。

(6) 当岸线长度受到限制时，在设有可靠的安全措施条件下，经技术经济论证合理，可采用多功能综合码头。

(7) 河港及海港码头的位置宜缩短与陆域连接的引桥长度。引桥宽度需按规划容量留出运煤皮带廊道及检修通道。

### 6.4 带式运输

#### 6.4.1 普通带式运输

用普通带式输送机输送散堆物料，具有连续、均匀、生产率高、运行平稳可靠、运行费用低、易于实现远方或自动控制，以及维修方便等优点。随着大功率、长距离带式输送机的发展，一些运距近、供煤点集中的坑口电厂也使用带式输送机进行厂外的燃煤运输，这样不但减少了转运环节、节约了投资，而且减少了电厂用地。

布置普通带式输送机时，可以利用胶带机能够倾斜提升或下降的特点，采用架空或地下的方式，以穿越沿途建筑物、公路或铁路。对于运距较长的输送系统，规划时还应考虑运送零部件或检修机具的道路。

#### 6.4.2 U形带式运输

U形带式输送机是近年出现的特种带式输送机，它与普通带式输送机的区别之处只承载托辊由 4~5 个辊子组成，其侧辊的槽角达到 90°，另有一系列特殊的辊子来保障输送带的截面成为 U 形。

U形带式输送机的主要特点是：

(1) 输送能力大。当 U 形机直线输送时，其输送能力比普通带式输送机大 8%~14%。

(2) 输送倾角大。由于托辊槽角为 90°，根据散体力学的理论，物料与输送带间的导出摩擦系数将比通用型增大 40%~60%，因而其最大输送倾角比通用型大 8°~12°。

(3) 输送线路可以一定的曲率半径在水平面里拐弯，可实现空间曲线输送，可减少转载环节、土建投资和操作人员，提高输送系统的可靠度。

(4) 运行稳定，不跑偏，不易撒料。

(5) 有利于环境保护，便于加设防护罩，形成一个近似封闭的输送环境。

(6) 可以很方便地将现有的普通带式输送机改变为 U 形机，以充分发挥设备能力。

#### 6.4.3 管状带式运输

管状带式输送机的输送带在尾部滚筒上是展平的，过渡段内安置着一系列槽角不同的托辊，使输送带成为 U 形，被输送物料通过导料槽加到过渡段的输送带上。输送带成形辊将输送带的一边压低，使带的两边有一段重合。最后，在中部框架上的托辊的作用下输送带成为管形，物料被包在管中封闭输送。在机头的过渡段，输送带逐渐展开，直至在传



动滚筒上完成展平并将物料卸入头部漏斗。

管状带式输送机的主要特点是：

- (1) 物料封闭输送，不会污染环境，也不会因输送中受环境（日晒、雨淋）的影响而变质。
- (2) 输送倾角比普通带式输送机大  $15^\circ$  左右。
- (3) 输送线路可水平转弯，可不设转运站沿空间曲线输送物料。在任何平面内拐弯时，其曲率半径均应大于 300 倍管径。

#### 6.4.4 带式运输的发展趋势

- (1) 提高单机长度。通过采用钢绳芯带，增加驱动单元数量，采用中间驱动，增大单个驱动单元功率，增大输送带与传动滚筒间摩擦系数等方法，使单机长度提高，以实现无转载输送。目前最长的单机已达到 15000m。
- (2) 提高输送能力。通过加大带宽，提高带速，增加槽角等方法，提高输送能力。目前最大带宽达到 3.2m，最高带速达到 8.4m/s，最大输送能力达到 37500t/h。
- (3) 提高输送倾角。通过采用花纹带、波状挡边隔板带、压带、磁性带、吊挂带等方法，已能使输送倾角达到  $60^\circ$  以上甚至垂直提升。
- (4) 提高自动化程度。实现无人操作及监控运转，实现平稳启动及制动。
- (5) 减少输送过程中的环境污染。
- (6) 提高输送机对地形的适应能力，发展可水平拐弯的输送机。

## 7 环境与绿化

发电厂厂区环境由厂区建（构）筑物、道路、广场、绿化、建筑小品等要素构成。厂区环境设计是根据电厂的场地条件和周围环境等因素，通过设计构思和创意加工等手段，对厂区整体环境进行加工改造，让环境为建筑群体空间增添色彩，使厂区建筑群体形成一个和谐宜人、舒适美观的环境空间，从而有助于改善劳动条件、提高劳动效率、保护人的身心健康，具有明显的社会经济意义。

### 7.1 厂区环境与绿化设计要点

发电厂的绿化布置应根据发电厂规划容量、生产特点、总平面及管线布置、环境保护、美化厂容的要求和当地自然条件、绿化状况，因地制宜地统筹规划，分期实施。

- (1) 发电厂的进厂主干道、厂区主要出入口、主要建筑入口附近、主厂房区、贮煤场周围、生活区等宜进行重点绿化。
  - (2) 厂区主要出入口附近的绿化应按照实用、经济、美观的原则设置。
  - (3) 主厂房地段的绿化布置应符合下列要求：
    - 1) 主厂房固定端绿化宜与主要出入口附近的绿化协调配合。
    - 2) 汽机房外侧管廊应结合地下设施布置进行绿化，并满足带电安全间距的要求。
    - 3) 炉后及烟囱外侧的绿化应结合环境保护要求进行布置。
    - 4) 分期建设的主厂房脱开布置时，宜在主厂房之间进行绿化。
    - (4) 煤场盛行风向上风侧应设置半通透结构的防风林带，防风林带宜与盛行风向垂直，林带宽度可以为 10m。煤场与主厂房之间应设置隔离林。
- 多风沙地区或位于污染源盛行风向下风侧的发电厂，应

在厂区外迎风侧设置防风林或隔离林。

- (5) 屋外配电装置内的空地应进行草坪绿化，并充分利用自然条件培植天然草坪。
- (6) 化学水处理室周围、酸碱罐区宜进行绿化。
- (7) 冷却塔区的空地在不影响冷却效果和不污染水质的前提下宜进行绿化。
- (8) 沿江、河、湖、海发电厂的堤坝及取、排水建、构筑物的岸边宜进行绿化。
- (9) 空气压缩机室两侧宜布置防噪绿篱，压缩空气、氢气贮气罐的向阳面宜用绿化遮阳。
- (10) 有条件垂直绿化的建筑物、挡土墙、护坡宜进行垂直绿化。
- (11) 主（网）控制楼面向屋外配电装置一侧的绿化不应遮挡控制室的视线。
- (12) 铁路、道路两侧、围墙内侧、管架、栈桥下宜进行绿化，并应满足运行、检修及行车安全要求。

### 7.2 绿化布置

#### 7.2.1 合理选用绿化的配置方式

绿化的配置方式主要应考虑降低有害气体和噪声向周围地区扩散。应根据其危害性大小，当地的风向、风速、地形等具体情况，以及防护要求来配置。一般配置方式有不透风、透风及半透风三种：

- (1) 不透风绿化带。由枝叶稠密的乔木和大量的灌木混交种植而成。这种配置方式的防风效果不及透风及半透风的绿化带，但吸收噪声和滞缓粉尘或有害气体的效果比较好。
  - (2) 透风绿化带由枝叶较稀疏的树木组成。其特点与不透风绿化带正好相反。
  - (3) 半透风绿化带。在透风绿化带两旁增植灌木。透风式或半透风式的绿化带，其防风的效果要比不透风绿化带好。
- 在电厂绿化带的配置中常常采用混合布置，即采取组合的方式，一般将透风绿化带设置在厂区的上风侧，不透风绿化带设置在厂区下风侧。此外，为了增强防护的效果，乔、灌木最好交叉种植，以减少各行间的空隙。

#### 7.2.2 注意选择适宜的植物品种

- (1) 按照树木四季生长情况，合理配置常绿树与落叶树、针叶树与阔叶树，还要采取速生树和慢长树相搭配栽植的办法。
- (2) 采取乔木与灌木结合、树木与花果草坪兼顾的办法，适当种植一些果树和建设用材。

#### 7.2.3 妥善运用绿化的造型艺术

根据艺术处理的要求，将植物修剪成各种不同形状，如伞形、球形、锥形、菌形等。在绿化布置的不同区段，选择不同形状，加以组合，使整个绿化布置丰富多彩。例如，在北京地区用侧柏、黄杨修剪成各种形状的单株和各种断面的绿篱。

## 8 施工组织设计及“五通一平”

### 8.1 施工组织设计大纲

#### 8.1.1 施工组织设计大纲编制原则

- (1) 根据工程的特点、性质、工程量，以及国家的有关法律、法规、规章的规定及建设期限和各项技术经济指标的要求，确定本工程施工组织大纲设计的指导方针。
- (2) 遵循基本建设程序，合理安排施工进度，避免出现急剧的施工高峰，并考虑冬季、雨季、风季施工特点，合理

安排施工顺序。

(3) 应努力降低劳动力高峰系数,做到连续均衡施工。在经济合理的基础上,充分发挥基地的作用,提高工厂化施工程序,减少现场作业、压缩现场施工场地及施工人数。现场组织机构的设置、管理人员的配备,应要求精简、高效并能满足工程建设的需要。

(4) 应用新技术、新工艺、新材料,不断提高机械利用率和机械化施工综合水平,以降低建设造价、选择最优方案、缩短建设周期,选用技术先进、经济合理、操作安全的施工方案,充分合理地发挥利用原有建筑物、构筑物,不断降低成本,提高劳动生产力。

(5) 施工现场布置应紧凑合理,便于施工,符合安全、防火、环保和文明施工的要求,提高工程场地利用率,减少施工用地,充分利用荒地,尽量不占或少占农田。

(6) 积极推行计算机网络在施工管理系统中的应用,不断提高现代化管理水平。

### 8.1.2 施工组织设计大纲编制内容

#### 8.1.2.1 概述

概述包括设计依据、工程概况、工程项目简介及主要工程量、施工单位应具备的施工条件等。

#### 8.1.2.2 施工总平面布置

施工总平面主要内容如下:

(1) 建筑工程施工区:应分别说明混凝土搅拌、钢筋、木材、混凝土预制等分区的布置。

(2) 设备安装区:应说明组合场、加工区的布置。

(3) 应说明施工用水、电、汽用量及供应方式。

(4) 应说明施工用道路、铁路、码头、等设施的布置,设备材料卸货站的选择及公路运输距离。

(5) 应说明施工生产、生活利用原有永久及临时建筑交通等设施情况,做到永、临结合以减少工程投资的情况。

(6) 应说明施工区内拆迁项目及工程量。

(7) 应说明施工、设备安装区、生活区占地面积(利用永久及厂外租用两部分)。

#### 8.1.2.3 主要施工方案与大型机具配备

(1) 主要施工方案。

1) 建筑工程:应说明场地平整大型土石方、特殊地基、软弱地基处理、降低地下水位、主厂房烟囱、翻车机室、冷却塔、水泵房等主要建构筑物施工方案,特殊工程(如水下工程、大型建构筑物拆除工程等)、冬雨季施工措施。

2) 设备安装工程:应说明汽轮机、锅炉、主变压器、凝汽器等主要设备的安装方案,发电机定子、锅炉大板梁、汽包等大件设备吊装,其他设备特殊安装方案。

(2) 大型机具配备。应分别说明建筑工程、设备安装所需大型机具型号、技术性能、数量及来源。

#### 8.1.2.4 施工控制进度

(1) 控制进度依据。包括上级批准的控制进度文件、主要供货计划、设计文件交付计划、电力工程建设定额。

(2) 控制进度的确定。应参照施工组织设计导则说明进度的关键路线,受自然条件控制影响,工程联合试运转的项目,建筑、安装工程交叉作业、协调配合,为实现计划进度所采取的必要措施。

#### 8.1.2.5 交通运输条件及大件设备运输

(1) 交通条件。应说明厂址地区公路、铁路运输条件、水运(含海运)通航情况。包括公路、桥涵设计荷载、隧道界限、河流海域通航季节、船舶吨位、码头位置及装卸条件,曾经运输过的大件情况。

(2) 设备运输参数。应说明汽轮机汽缸、发电机定子、大板梁、磨煤机大罐、主变压器等大件设备的运输尺寸、单件运输重量、件数、制造厂家及对运输的要求和应注意的问题。

(3) 大件设备运输方案。应说明各类大件运输路线技术条件和运输方案优化(含公路、铁路、水运、码头及装卸等设施),需要采取的特殊措施(如桥涵加固、拆迁、修筑便道等情况)所涉及的有关单位。

(4) 大件设备运输所需主要机具。应说明大件设备运输所需的大型、主要机具型号、技术性能和数量。

## 8.2 “五通一平”设计

建设场地的“五通”指通公路、铁路、通信及水、电;“一平”指建设场地的整平。

建设场地“五通一平”是在工程总体规划的指导下进行,使建设工程在开工前就能具备一个具有交通方便、场地平整、各项力能到位、环境整洁的施工大框架,为后续的工程文明开工创造必要的条件。

### 8.2.1 “五通”——场外准备工程

#### 8.2.1.1 公路

公路工程需遵照总体规划的原则,落实厂外公路的具体走向,并按有关规程、规范的要求,作好厂外公路的施工设计。

施工生产区宜修建专用的进场道路,施工主场区至施工生活区及较远的水源地、灰场、管线等专用的施工现场,也应有可供施工通行的道路。施工道路应尽量做到统一规划,永临结合。

施工现场出入口一般不应少于两处,出入口位置应考虑物流顺畅及人流、货物分流并具有便利的道路引接条件。

#### 8.2.1.2 铁路

当电厂设有铁路专用线时需设置施工临时铁路时,施工铁路按工企三级标准设计。

施工铁路一般引入汽机房(至扩建端最后两个柱距)与锅炉房(至两炉之间),经充分论证或当平面或竖向布置确有困难时,也可只设一条或不设,此时可适当计列设备、材料的倒运量。

当电厂无铁路专用线而采用水路来煤时,施工期间宜尽量利用水运码头,增加部分设施以卸运设备与材料,如尚需单独建设施工临时铁路与大件码头时,应进行专题论证。

#### 8.2.1.3 用水

遵照总体规划的原则,落实厂外水管线的具体走向,并按有关规程、规范的要求,作好厂外供水线路的施工设计。

施工用水源应根据水源的种类、水质及水源地到施工现场的距离等因素,经技术经济比较后确定。在条件允许时,应尽量考虑永临结合,以节省投资。

施工用水单项工程的设计范围为:从取水地点至施工临时供水母管、临时供水升压泵房至临时贮水设施(池或塔)和输水管道。按照新的《电力工业基本建设预算管理制度及规定》,还应包括供水环网及直径100mm以上的主干管。

#### 8.2.1.4 用电

(1) 施工供电线路一般不设备用,但施工供电电源点的选取,应根据供电能力、供电可靠性、电压等级及距施工现场距离等因素,通过技术经济比较后确定。

(2) 施工用电的工程量应包括从电源点高压外线侧起,到施工变电站6~10kV配电装置(或开关站)止。按照新《电力工业基本建设预算管理制度及规定》,还包括施工区内



主网及 6~10kV/380V 施工及生活用变压器。

(3) 当水源地、灰场远离厂区时,其施工电源设施宜按永临结合方式设置。

(4) 施工电源从附近哪一级电压取得,要进行多方案比较与优化,在比较时要计入电贴与容量电费的差别,还应考虑电厂投产后是否需要留作备用厂用电源使用。

(5) 施工供电线路如与当地供电部门或与其他企业合建时,建设费用应合理分摊,电厂分摊的费用不应超出单独建设所需的费用。

#### 8.2.1.5 通信

(1) 施工通信的设计范围,应从当地邮电支局引出至现场施工通信总机的引入端,通信中继线可按 8~15 对外线考虑。当需新建线路时,应按永临结合的方式架设。

(2) 施工期间除有线通信外,如确需其他通信方式时,宜以提早开通永久性载波、微波或光纤通信解决,不搞专用的其他通信系统。

### 8.2.2 “一平”——场内准备工程

#### 8.2.2.1 场地平整的一般要求

(1) 场地平整的边界范围应平整到厂区围墙外 2.0m。若平整边界为填方时,应到坡脚;若平整边界为挖方时,应到坡顶。

(2) 场地平整中,表土宜进行处理。

(3) 场地平整时,填方地段应分层压实。

(4) 场地平整土(石)方的施工质量,应符合现行有关规定。

#### 8.2.2.2 场地平整标高的选择

场地平整标高一般比竖向设计所确定的场地标高低 0.3~0.5m。

#### 8.2.2.3 场地排水、疏干

工业场地地表水可采用明沟、暗沟、截水沟、泄水槽、渠道系统或混合的排水系统排泄。

当工业场地高位的边界与分水岭之间的距离超过 150~200m 时,一般宜设截水沟。

暗沟排水系统可由一个或数个汇水干管或集水干渠组成,汇水干管的走向应首先沿谷道确定。当地势平坦时,汇水管最好沿径流区中部敷设。

当场地地下水较高时,场地部分地段需进行疏干处理。

场地疏干的方法主要采取地下盲沟系统方式。选择盲沟系统应考虑水文地质条件、所设计的建构筑物的特点,以及施工厂区总平面布置方案。盲沟系统可分为规整式、顶端式、堤岸式、环式、层式和并行式。

### 第3章 锅炉及其附属系统

#### 1 锅炉容量参数和形式

锅炉是火力发电厂的三大主机（锅炉、汽轮机、发电机）中最基本的能量转换设备。近年来，我国火力发电厂锅炉的容量和参数正朝着大容量、高参数发展，600MW 和 1000MW 级的各类型超临界和超超临界参数的锅炉机组相继投入运行。目前国内火力发电厂典型锅炉的容量和参数见表 2.3-1。

表 2.3-1 火力发电厂典型锅炉的容量和参数

压力类型	蒸汽压力 (MPa)	蒸汽温度 (℃)	给水温度 (℃)	蒸发量 (t/h)	机组容量 (MW)	汽水流动方式
高压	9.8	540	215	410	100	自然循环
超高压	13.7	540/540	240	440	135	自然循环
超高压	13.7	540/540	240	670	200	自然循环
亚临界压力	16.7	540/540	260	1000	300	自然循环
亚临界压力	16.7	540/540	263	1025	300	自然循环
亚临界压力	17.6	540/540	278	2008	600	自然循环
亚临界压力	18.3	541/541	278	2008	600	控制循环
超临界压力	25.4	571/569	282	1913	600	直流
超超临界压力	26.25	605/603	302	1875	600	直流
超超临界压力	26.25	605/603	302	2980	1000	直流

从锅炉燃烧技术来看，高参数大容量锅炉的发展推动了锅炉燃烧技术的进步。它使燃烧技术从层燃方式发展到燃烧效率更高、锅炉容量更大的煤粉燃烧方式。

随着工业的发展，燃煤对环境的污染日趋严重，近年来人们在解决锅炉燃烧生成的 NO<sub>x</sub> 和 SO<sub>2</sub> 的污染问题上取得了很大的进展，推动锅炉发展清洁而有效的燃烧技术。

随着煤炭资源的逐渐减少，促使锅炉燃用劣质煤、难燃烧的贫煤、无烟煤等，这也推动了劣质煤燃烧技术的发展。循环流化床燃烧技术既能在燃烧中高效地脱硫，又能控制 NO<sub>x</sub> 的生成，对劣质煤还有较好的适应性，这项燃烧技术已在我国得到了广泛的应用，单机容量为 300MW 的循环流化床机组已投入运行。

大型火力发电厂锅炉可以有各种分类。从燃烧方式来看，有四角切圆燃烧方式、对冲燃烧方式、W 型火焰燃烧方式等，其中四角燃烧锅炉多数采用摆动式燃烧器调节再热汽温，也可采用烟气挡板和 其他调温方式，而对冲燃烧锅炉多采用旋流式燃烧器，多数采用烟气挡板调节再热汽温。从循环方式来看，有自然循环、控制循环和直流等方式。从受热面系统布置来看，有过热器和再热器都采用辐射加对流式的系统，过热器采用辐射加对流式的系统，再热器采用对流式系统。从锅炉炉型结构来看，有 Π 型布置、塔型布置、W 型火焰炉型布置。从工作参数来看，主要有高压、超高压、亚临界、超临界和超超临界等。

#### 1.1 燃料的适应性

燃料特性是选择和设计锅炉的基础。对于不同的燃料，

要相应采用不同的燃烧设备和系统。

元素分析和工业分析一般用来确定煤中各组成成分的含量。元素分析测出煤中的碳（C）、氢（H）、氧（O）、氮（N）、硫（S）等成分。工业分析测出煤中的水分（M）、挥发分（V）、固定碳（FC）和灰分（A）等组成成分。

由于煤中灰分和水分含量容易受外界条件的影响而发生变化，因而单位质量的煤中其他可燃物质的质量百分数也会随之而变化。在锅炉和发电厂设计中，一般以收到状态的煤为基准计算煤中的全部成分。煤的发热量、灰熔点、煤的可磨性指数与磨损指数等参数都是锅炉及其附属系统设计的主要依据。

发电用煤通常按无烟煤、贫煤、低挥发分烟煤、高挥发分烟煤和褐煤来进行分类。为了能更好地反映煤的燃烧特性，通常是以煤的干燥无灰基挥发分 V<sub>daf</sub>、收到基低位发热量 Q<sub>net,ar</sub>、收到基水分 M<sub>ar</sub>、干燥基灰分 A<sub>d</sub>、干燥基硫分 S<sub>d</sub> 和灰的熔融特性变形温度 DT、软化温度 ST、流态温度 FT 作为参考指标。表 2.3-2 发电用煤的煤质等级分类表可用于火力发电厂设计中确定燃煤所处的级区，作为选择锅炉设备和系统的依据。

表 2.3-2 发电用煤的煤质等级分类表

挥发分	符 号	V <sub>daf</sub> (%)	Q <sub>net,ar</sub> (MJ/kg)
	V <sub>1</sub>	6.5~10.00	>21.00
	V <sub>2</sub>	10.01~20.00	>18.50
	V <sub>3</sub>	20.01~28.00	>16.00
	V <sub>4</sub>	>28.00	>15.50
	V <sub>5</sub>	>37.00	>12.00
发热量	符号	Q <sub>net,ar</sub> (MJ/kg)	
	Q <sub>1</sub>	>24	
	Q <sub>2</sub>	21.01~24.00	
	Q <sub>3</sub>	17.01~21.00	
	Q <sub>4</sub>	15.51~17.00	
	Q <sub>5</sub>	>12.00	
灰 分	符号	A <sub>d</sub> (%)	
	A <sub>1</sub>	≤20.00	
	A <sub>2</sub>	20.01~30.00	
	A <sub>3</sub>	30.01~40.00	
全水分	符号	M <sub>t</sub> (%)	V <sub>daf</sub> (%)
	M <sub>1</sub>	≤8.0	≤37.0
	M <sub>2</sub>	8.1~12.0	≤37.0
	M <sub>3</sub>	12.1~20.0	>37.0
	M <sub>4</sub>	>20.0	
硫 分	符号	S <sub>d</sub> (%)	
	S <sub>1</sub>	≤0.50	
	S <sub>2</sub>	0.51~1.00	
	S <sub>3</sub>	1.01~2.00	
	S <sub>4</sub>	2.01~3.00	



续表

煤灰熔融性	符号	ST (℃)
	ST <sub>1</sub>	1150~1250
	ST <sub>2</sub>	1260~1350
	ST <sub>3</sub>	1360~1450
	ST <sub>4</sub>	≥1450

各类煤质的基本燃烧特性如下：

(1) 无烟煤。无烟煤着火困难，不易燃尽，燃烧的经济性也差，但其发热量一般很高，燃烧时焦炭无黏结性，储存过程中不易风化和自燃。

(2) 贫煤。贫煤是介于无烟煤和烟煤之间的一种煤。贫煤的干燥无灰基挥发分含量低，一般为10%~20%，碳的含量低，一般为50%~70%，贫煤不容易着火，燃烧时不易结焦。

(3) 烟煤。烟煤的含碳量较无烟煤低，一般为40%~70%，挥发分含量较多，一般为20%~40%，故大部分烟煤都易点燃，燃烧快，燃烧时火焰长，烟煤因其含氢量较高，发热量也较高，但燃烧时多数具有弱结焦性。

(4) 褐煤。褐煤的煤龄短，挥发分含量较高， $V_{daf} > 40\%$ ，且挥发分析出的温度较低，故着火及燃烧都比较容易，褐煤表面呈棕褐色，质脆易风化，也很容易自燃，不宜长途运输和长时间储存。

由于各类煤质燃烧特性的多样性和复杂性，锅炉设备和系统的选型必须适应燃用煤种的煤质特性并考虑现行规定中煤质允许的变化范围，详见表2.3-3。

表 2.3-3 煤质允许的变化范围					
煤 质	干燥无灰基挥发分 $V_{daf}$	收到基灰分 $A_{ar}$	收到基水分 $M_{ar}$	收到基低位发热量 $Q_{net,ar}$	灰熔点
无烟煤	-1%	±4%	±3%	±10%	变形温度 DT 允许 低 50℃； 软化温度 ST 允许-8%
贫煤	-2%	±5%	±3%	±10%	
低挥发分烟煤	±5%	±5%	±4%	±10%	
高挥发分烟煤	±5%	+5% -10%	±4%	±10%	
褐煤	—	±5%	±5%	±7%	

在燃煤发电厂的设计中，设计单位应按业主和煤矿公司签订的长期供煤协议，确定设计煤种和校核煤种及其煤质资料，作为锅炉选型和设计的基本依据。对燃煤及其灰分应进行物理、化学试验与分析，以取得煤质的常规特性数据和非常规特性数据。除了直接影响炉型选择的几种煤质变化范围以外，还应分析煤的含硫量、可磨性、磨损指数等的变化范围。

1.2 锅炉炉型选择

锅炉炉型选择和技术要求应符合 SD 268—1988《燃煤电站锅炉技术条件》的规定。在发电厂工程项目的可行性研究设计阶段，应对锅炉炉型、燃烧方式与煤种煤质匹配的合理性进行优化选择，使之在资源利用、燃烧效率、设备和基建投资、环境保护等方面达到较好的综合平衡效益。

煤的挥发分等级是炉型选择及燃烧系统设计的主要煤质依据。对无烟煤宜选用 W 型火焰燃烧锅炉，对烟煤、贫煤和褐煤则可选用四角切圆或对冲燃烧的煤粉锅炉。

煤的结渣特性是炉膛排渣方式或炉型选择的主要煤质依

据。对大容量机组一般宜采用固态排渣的煤粉炉；对严重结渣的煤种，应根据燃煤结渣特性界限的评估、环保要求等因素，选用低热强度的固态排渣煤粉炉、液态排渣煤粉炉，或者循环流化床锅炉。

煤的折算硫分等级是煤的洁净燃烧方式或烟气净化系统选择的主要煤质依据。应根据环境影响评价报告审查意见所要求达到的烟气脱硫效率，进行多方案的技术经济比较，来选择烟气脱硫装置的类型。

随着锅炉蒸汽参数的提高，水的加热、蒸发、蒸汽过热三个阶段吸热量的份额是随蒸汽压力变化而变化的，水加热吸热份额增大，蒸发吸热份额减少，过热吸热份额增大，再热蒸汽吸热量也随着压力升高而增大，对于亚临界以下参数锅炉通常选用自然循环或控制循环锅炉，对于超临界及以上参数锅炉则要选择直流锅炉。

1.3 锅炉和汽轮机的匹配

拟建的火力发电厂的机组容量是根据电力系统规划容量、负荷增长情况、燃料供应和运输条件并考虑环境保护要求等因素进行选择，通常在工程项目的“项目建议书”中提出，经主管部门核准后确定。对中间再热凝汽式机组，宜 1 机配 1 炉，主蒸汽和再热蒸汽采用单元制系统。锅炉最大连续蒸发量 (BMCR) 宜与汽轮机的调节阀全开工况下的进汽量相匹配。若机组允许超压，则宜与汽轮机调节阀全开且超压工况下的进汽量相匹配。

考虑到锅炉房到汽机房管道系统的压降和散热损失，大容量机组锅炉过热器出口至汽轮机进口的压降，宜不大于汽轮机额定进汽压力的 5%；过热器出口额定蒸汽温度，对于亚临界及以下参数机组宜比汽轮机额定进汽温度高 3℃；对于超临界参数机组，宜比汽轮机额定进汽温度高 5℃。冷段再热蒸汽管道、再热器、热段再热蒸汽管道额定工况下的压力降，宜分别不大于汽轮机额定工况下高压缸排汽压力的 1.5%~2.0%、5%、3.5%~3.0%。再热器出口额定蒸汽温度宜比汽轮机中压缸额定进汽温度高 2℃。

2 锅炉点火助燃系统

2.1 点火及助燃油系统

2.1.1 燃油点火及助燃

锅炉点火及助燃系统是为满足锅炉点火启动、低负荷稳定燃烧而设置的系统。

锅炉点火及助燃油种通常根据锅炉容量、台数、燃用煤种，以及油源、油价及运输等条件，通过技术经济比较确定，一般情况下锅炉点火及助燃选用轻油，对扩建发电厂可根据老厂现有条件，也可采用轻油点火、重油启动助燃和低负荷稳燃。在气体燃料供应有保证时，可采用可燃气体点火和低负荷稳燃。当重油的供应和油品质量有保证时，也可用重油点火和低负荷稳燃。典型的锅炉点火及助燃油系统流程图如图 2.3-1 所示。

在确定全厂点火及助燃油系统的设计出力时，需要考虑运行工况和煤质的变化并留有裕量。

系统出力一般不小于 1 台锅炉最大的点火油量与另一台最大容量锅炉启动助燃油量之和。锅炉点火燃油量应根据锅炉所配的点火油枪需同时使用部分的总出力来确定。对于锅炉启动助燃油量，当燃用烟煤、高挥发分贫煤时，宜为锅炉最大连续蒸发量工况下输入热量的 10%；当燃用无烟煤、

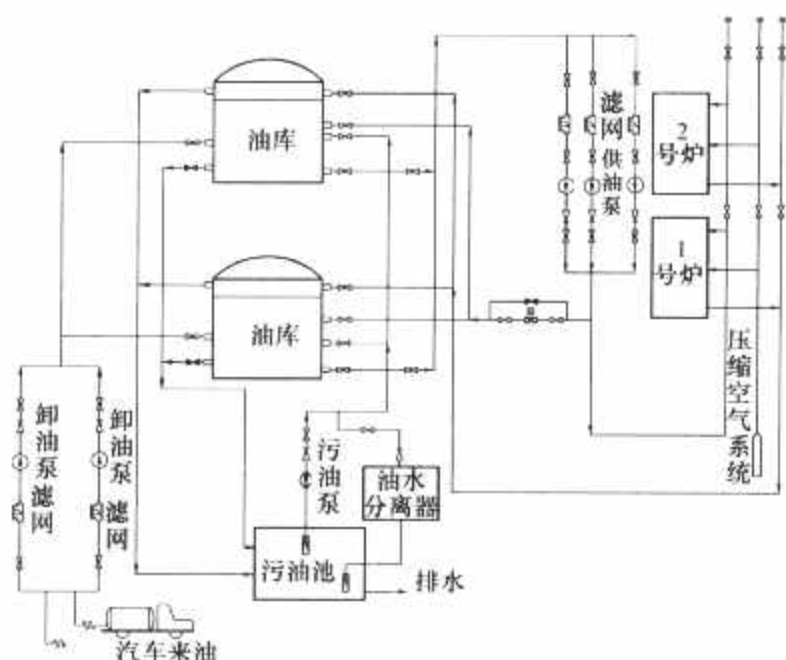


图 2.3-1 锅炉点火及助燃油系统流程图

低挥发分贫煤时，宜为锅炉最大连续蒸发量工况下输入热量的20%。锅炉低负荷稳燃油量应根据煤种、锅炉不投油最低稳燃负荷水平及锅炉运行方式来确定，当需要时，宜按锅炉最大连续蒸发量工况下输入热量的5%选取。系统回油量应根据燃油喷嘴设计特点、燃烧安全保护要求和燃油参数来确定，且不小于系统设计出力的10%。系统设计出力为燃油量与最小回油量之和，其裕量宜为10%。

点火和助燃油罐的个数和容量，应根据单台锅炉容量、煤种、油种、燃油耗量，以及来油方式和周期等因素综合考虑确定。对轻油，可设2个油罐；对重油，宜设3个油罐。点火启动和助燃油罐容量可参照 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》选定。

### 2.1.2 锅炉节油点火技术

火力发电厂锅炉节油点火、稳燃技术近年来发展迅速，技术上主要有三大流派：等离子点火技术、气化小油枪点火技术和高温空气无油点火技术。等离子点火技术是利用磁场控制电离产生的直流空气等离子体，形成高温“火核”引燃煤粉的技术，该技术已在国内得到广泛应用；气化小油枪点火技术是将雾化成超细的油滴在极短的时间内加热气化后引燃，产生高温点燃煤粉的技术，该技术已在多台单机容量300MW及以下机组使用；高温空气无油点火技术是利用中频感应产生高温空气引燃煤粉的技术，该技术为国家“863”计划《燃煤锅炉超低负荷洁净高效控制与运行技术的研究》项目的子课题。

火力发电厂锅炉采用等离子点火技术后，节油效果明显，已取得显著的经济效益，正在积极、稳步地加以推广应用。考虑到锅炉运行的安全性，在采用节油点火装置后，燃油系统仍然应保留，但可适当减小燃油系统容量。

## 2.2 点火助燃系统的主要设备

### 2.2.1 卸油方式及卸油泵

卸油方式应根据油质特性、输送方式和油罐情况等经技术经济比较确定。卸油泵类型应根据油品黏度、卸油方式及消防规范要求来确定，卸油泵台数不宜少于2台，当最大的一台泵停用时，其余泵的总流量应满足在规定的卸油时间内卸完车、船的装载量，卸油泵的扬程及其电动机的容量应按输送油达到最大黏度时的工况考虑，扬程裕量宜为30%。

### 2.2.2 供油泵

供油泵类型根据油质和供油参数要求确定，宜选用离心泵或螺杆泵，当采用螺杆式油泵时，可增设1台检修备用泵，供油泵的台数宜为3台，其容量可选用 $2 \times 100\% + 1 \times 30\%$ 或 $3 \times 50\%$ ；也可按 $2 \times 100\%$ 选用。当其中最大的一台停用时，其余油泵的总流量不应小于全厂燃油系统耗油量及其回油量之和的110%。供油泵的流量裕量宜不小于10%，扬程裕量宜不小于5%，扬程计算中的燃油管道系统总阻力（不含油枪雾化油压及高差）裕量宜不小于30%。

### 2.2.3 布置及系统要求

输油泵房宜靠近油库区，日用油罐的供油泵房宜靠近锅炉房。

至锅炉房的点火油及助燃油（当采用同一油种时）供油管道宜采用1条。当锅炉台数较多，且从油库区向锅炉房直接供油时，也可采用2条供油管。

点火油和助燃油为不同油种时应各设置1条回油管，当采用同一油种时，设置1条回油管。

锅炉房油系统宜采用单环管。每台锅炉的供油和回油管道上，应装设油量计量装置。供油总管上，可装设油量计量装置。各台锅炉的供油管道上，应装设快速切断阀，并应伴有供试验用的旁路阀门。各台锅炉的回油管道上，宜装设快速切断阀，也可装设止回阀。对黏度大、易凝固的燃油，其卸油、贮油及供油系统应有加热、吹扫设施。对于燃油管道，可设置蒸汽伴热管和蒸汽或压缩空气吹扫管。蒸汽吹扫系统应有防止燃油倒灌的措施。

## 3 燃料制备系统

### 3.1 煤粉制备系统

锅炉制粉系统的功能为：将原煤仓中的原煤输送到磨煤机；将原煤在磨煤机中碾磨和干燥；煤粉和一次风混合后通过送粉管道输送到锅炉燃烧器。

制粉系统设计所必需的最基本的煤质资料有煤的工业分析（水分、灰分、挥发分、固定碳）、元素分析（碳、氢、氧、氮、硫）、发热量，以及煤的可磨性指数、磨损指数、着火性能、燃尽指数、爆炸指数、黏结指数、粒度、煤和煤粉的密度和比热容等。所有煤质数据必须得自实际化验分析或试验。

在选择磨煤机类型和制粉系统时，应根据煤的燃烧、磨损、爆炸特性、磨煤机的制粉特性及煤粉细度要求，结合锅炉炉膛和燃烧器结构统一考虑，并考虑投资、发电厂检修运行水平、设备的配套、备品备件供应和煤中杂物情况诸因素，以达到磨煤机、制粉系统和燃烧装置匹配合理，保证机组的安全经济运行。

#### 3.1.1 磨煤机和制粉系统分类

常用的磨煤机有以下几种：

- (1) 钢球磨煤机。属低速磨煤机，如 MTZ(DTM) 型等。
  - (2) 双进双出钢球磨煤机。属低速磨煤机，如 BBD、D 型等。
  - (3) 碗式磨煤机。属中速磨煤机，如 RP、HP 型等。
  - (4) 轮式磨煤机。属中速磨煤机，如 MPS（或 ZGM、MP）、MBF 型等。
  - (5) 风扇磨煤机。属高速磨煤机，如 SK 或 FM、N 型等。
- 常见的制粉系统类型有以下几种：

- (1) 钢球磨煤机贮仓式乏气送粉制粉系统，如图 2.3-2



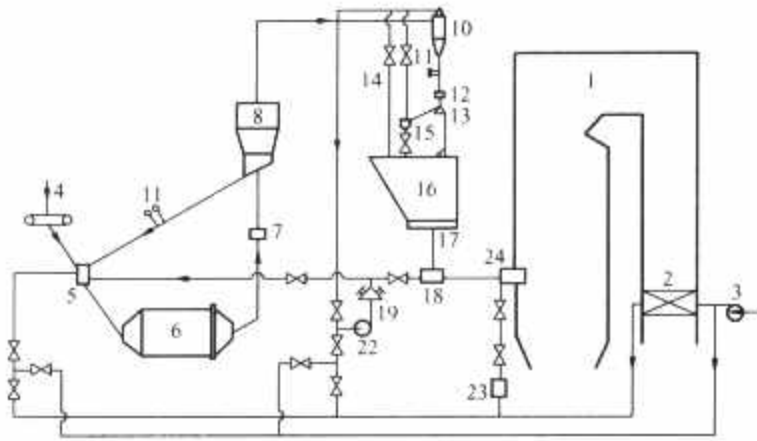


图 2.3-2 钢球磨煤机贮仓式乏气送粉制粉系统

所示。

(2) 钢球磨煤机贮仓式热风送粉制粉系统，如图 2.3-3 所示。

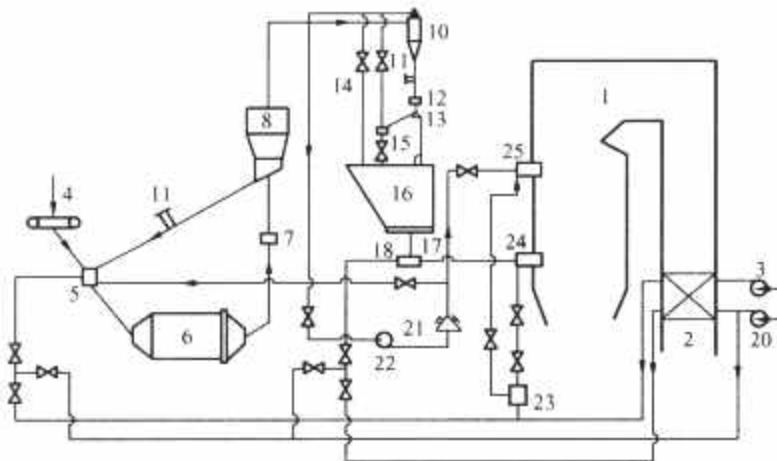


图 2.3-3 钢球磨煤机贮仓式热风送粉制粉系统

(3) 双进双出钢球磨煤机直吹式制粉系统，如图 2.3-4 所示。

(4) 中速磨煤机正压直吹式冷一次风机制粉系统，如图 2.3-5 所示。

(5) 风扇磨煤机直吹式三介质干燥制粉系统，如图 2.3-6 所示。

(6) 风扇磨煤机直吹式二介质干燥制粉系统，如图 2.3-7 所示。

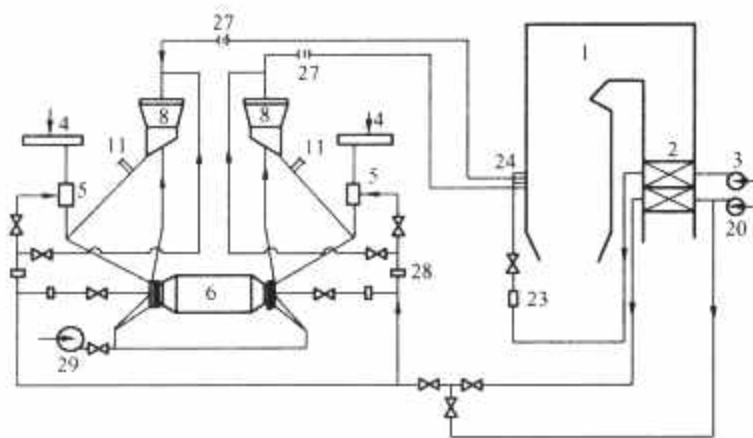


图 2.3-4 双进双出钢球磨煤机直吹式制粉系统

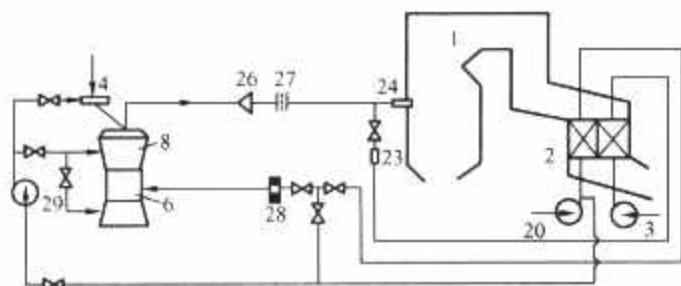


图 2.3-5 中速磨煤机正压直吹式冷一次风机制粉系统

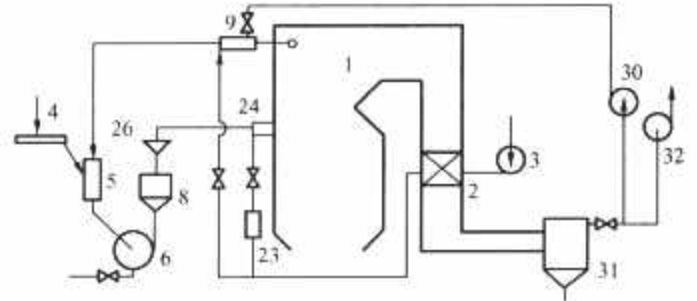


图 2.3-6 风扇磨煤机直吹式三介质干燥制粉系统

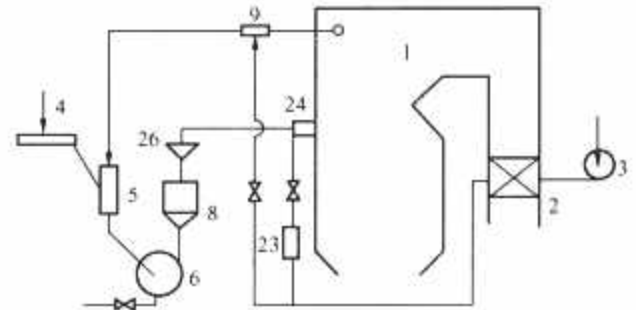


图 2.3-7 风扇磨煤机直吹式二介质干燥制粉系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—木块分离器；8—粗粉分离器；9—烟风混合器；10—细粉分离器；11—锁气器；12—木屑分离器；13—换向器；14—吸潮管；15—输粉机；16—煤粉仓；17—给粉机；18—风粉混合器；19—一次风箱；20—一次风机；21—乏气风箱；22—排粉机；23—二次风箱；24—燃烧器；25—乏气喷嘴；26—煤粉分配器；27—隔绝门；28—风量测量装置；29—密封风机；30—冷烟风机；31—除尘器；32—吸风机

目前大型火电机较少采用球环磨煤机、平环磨煤机及中速磨煤机正压直吹式热一次风机制粉系统。现就不同磨煤机及制粉系统对煤质的适应性作如下说明：

(1) 无烟煤。较适宜于无烟煤的磨煤机及制粉系统类型有中间贮仓式钢球磨煤机热风送粉系统；中间贮仓式钢球磨煤机炉烟干燥、热风送粉系统；双进双出钢球磨煤机半直吹式系统；双进双出钢球磨煤机直吹式系统等。对于着火及燃尽特性属极难等级的无烟煤（着火温度  $IT > 900^{\circ}\text{C}$ ），宜优先选用中间贮仓式钢球磨煤机炉烟干燥、热风送粉系统或双进双出钢球磨煤机直吹式系统。

(2) 贫煤。当煤的磨损性在较强以下 ( $K_e \leq 5$ )、煤的着火性能为中等（挥发分  $V_{daf}$  在 15% 以上，着火温度  $IT < 800^{\circ}\text{C}$ ）时，宜选用中速磨煤机直吹式系统。当煤的磨损性在较强以上 ( $K_e > 5$ )、煤的着火性能为中等（挥发分  $V_{daf}$  在 15% 以上，着火温度  $IT < 800^{\circ}\text{C}$ ）时，宜选用双进双出钢球磨煤机直吹式系统。当煤的着火性能为难（挥发分  $V_{daf}$  在 15% 以下，着火温度  $IT > 800^{\circ}\text{C}$ ）时，宜优先选用中间贮仓式钢球磨煤机炉烟干燥、热风送粉系统或双进双出钢球磨煤机直吹式系统。

(3) 烟煤。当煤的磨损性在较强以下 ( $K_e \leq 5$ ) 时，宜选用中速磨煤机直吹式系统（但  $3.5 \leq K_e \leq 5$  时，不宜使用 RP 和 E 型磨煤机）。当煤的磨损性在较强以上 ( $K_e > 5$ ) 时，宜选用双进双出钢球磨煤机直吹式系统。采用双进双出钢球磨煤机直吹式系统时，热风旁路的设计宜采用使热风旁路进入给煤机下方落煤管，旁路风随煤进入磨煤机进口部位然后进入一次风管路的方式。

(4) 褐煤。当褐煤的磨损指数  $K_e \leq 3.5$ ，且煤的外在水分  $M_t > 19\%$  时，宜选用风扇磨煤机炉烟干燥直吹式系统。当褐煤的全水分  $M_t > 40\%$  时，宜选用带乏气分离装置的风

扇磨煤机（带粗粉分离器或无粗粉分离器）炉烟干燥直吹式系统。当褐煤的外水分  $M_1 \leq 19\%$  时或全水分  $M_t \leq 35\%$  时，可选用中速磨煤机直吹式系统。当褐煤的全水分  $M_t > 30\%$  时，如选用风扇磨煤机炉烟干燥直吹式系统，在验算系统末

端的烟气含氧量合格的情况下，宜优先选用热烟—热风二介质干燥系统。

表 2.3-4 列出了按不同煤质特性推荐的磨煤机及制粉系统，供参考。

表 2.3-4 磨煤机及制粉系统的选择							
煤 种	煤特性参数						推荐的磨煤机 及制粉系统
	$V_{daf}$ (%)	IT (℃)	$K_n$	$M_f$ (%)	$R_{90}$ (%)	$R_{25}$ (%)	
无烟煤	6.5~10	>900	不限	$\leq 15$	约 4	约 8	(1) 中间贮仓式钢球磨煤机炉烟干燥热风送粉 (2) 双进双出钢球磨煤机半直吹式
贫煤	10~15	800~900	不限	$\leq 15$	4~6	8~10	(1) 中间贮仓式钢球磨煤机热风送粉 (2) 中间贮仓式钢球磨煤机炉烟干燥热风送粉 (3) 双进双出钢球磨煤机半直吹式 (4) 双进双出钢球磨煤机直吹式（配双拱燃烧 锅炉）
							双进双出钢球磨煤机直吹式
	15~20	700~800	$\leq 5.0$	$\leq 15$	约 10	约 15	中速磨煤机直吹式
烟煤	20~37	500~800	$\leq 5.0$	$\leq 15$	10~20	15~26	中速磨煤机直吹式
		500~800	$> 5.0$	$\leq 15$	10~20	15~26	双进双出钢球磨煤机直吹式
褐煤	>37	$< 600$	$\leq 5.0$	$\leq 19$	30~35		中速磨煤机直吹式
		$< 600$	$\leq 3.5$	$> 19$	45~50		三介质或二介质干燥风扇磨煤机直吹式
		$< 600$	$\leq 3.5$	$M_t > 40$	50~60		带乏气分离风扇磨煤机直吹式

3.1.2 磨煤机性能参数计算和台数配置

磨煤机性能参数的计算是为了确定磨煤机的出力和台数。磨煤机性能参数的计算应符合 DL/T 5145—2002《火力发电厂制粉系统设计计算技术规定》的要求。

磨煤机出力有碾磨出力、通风出力和干燥出力三种定义，工程设计中采用的磨煤机出力取决于三者中最小者。

磨煤机的基本出力是指磨煤机在磨制特定的煤质条件下和达到规定煤粉细度的出力。

磨煤机的设计出力（或称计算出力）是指磨煤机在磨制设计煤质和设计煤粉细度条件下的最大出力。最小出力是考虑磨煤机振动、允许的最小通风量（取决于石子煤排量或输粉管道最小流速）下的风煤比计算得出。

根据煤的磨损指数选择磨煤机是依据磨煤机碾磨件的寿命近似划定的。通常根据煤的磨损指数和煤粉细度按磨煤机的寿命曲线或寿命的计算公式确定磨煤机碾磨件的寿命，再根据磨煤机研磨件的寿命选择磨煤机。中速磨煤机碾磨件和风环易损件的寿命应大于 8000h。

直吹式制粉系统的磨煤机台数，当采用中速磨煤机时，200MW 及以上锅炉装设的磨煤机宜不少于 4 台，200MW 以下锅炉装设的磨煤机宜不少于 3 台，其中 1 台备用。

当采用双进双出钢球磨煤机时，不宜设备用磨煤机。每台锅炉装设的磨煤机宜不少于 2 台。

每台锅炉装设的风扇磨煤机宜不少于 3 台，其中 1 台备用。当每台锅炉正常运行的风扇式磨煤机为 6 台及以上时，可有 1 台运行备用和 1 台检修备用。

对高、中速磨煤机，在磨制设计煤种时，除备用外，磨煤机总出力应不小于锅炉最大连续蒸发量时燃煤消耗量的 110%，在磨制校核煤种时，全部磨煤机按检修前状态的总出力不应小于锅炉最大连续蒸发量时的燃煤消耗量。

对双进双出钢球磨煤机，其总出力在磨制设计煤种时应不小于锅炉最大连续蒸发量时燃煤消耗量的 115%。在磨制校核煤种时，应不小于锅炉最大连续蒸发量时的燃煤消耗

量；当其中 1 台磨煤机单侧运行时，磨煤机的连续总出力宜满足汽轮机额定工况时的要求。

磨煤机的计算出力，对中速磨煤机和风扇式磨煤机按磨损中后期出力考虑；对双进双出钢球磨煤机，则宜按制造厂推荐的钢球装载量计算取用。

对钢球磨煤机贮仓式制粉系统的磨煤机台数，每台锅炉装设的磨煤机台数不少于 2 台，不设备用。每台锅炉装设的磨煤机按设计煤种的计算出力（大型磨煤机在最佳钢球装载量下），应不小于锅炉最大连续蒸发量时所需耗煤量的 115%；在磨制校核煤种时，亦应不小于锅炉最大连续蒸发量时所需耗煤量。

当 1 台磨煤机停止运行时，其余磨煤机按设计煤种的计算出力应能满足锅炉不投油情况下安全稳定运行的要求。必要时，可经输粉机由邻炉来粉。

3.1.3 制粉系统主要附属设备

3.1.3.1 原煤仓

原煤仓应按煤的特性，以及煤的水分、黏附性和压实性等进行设计，原煤仓的贮煤量应能满足锅炉最大连续蒸发量时 8~12h 耗煤量的需要，在控制的煤流量下，能保持连续的煤流，仓内不出现搭拱和漏斗状现象。

3.1.3.2 煤粉仓

煤粉仓的设计应能使煤粉以一定的流率连续流出，其形状应保证煤粉从仓内自流干净，煤粉仓的贮粉量应能满足锅炉最大连续蒸发量时 2~4h 耗煤量的需要。

3.1.3.3 给煤机

给煤机的类型应按原煤的水分、原煤颗粒度、磨煤机形式和锅炉负荷调节要求，结合给煤机的特性来选用。给煤机的台数宜与磨煤机的台数相匹配，给煤机的计算出力不小于磨煤机计算出力的 1.1~1.2 倍。

3.1.3.4 给粉机

给粉机应能稳定连续供粉，且给粉量应能方便有效地调节，以保证锅炉正常燃烧。大容量锅炉的给粉机一般采用叶



轮式给粉机,其给粉量通过改变给粉机转速来实现。给粉机的台数与锅炉燃烧器一次风接口数相同,给粉机的最大出力不小于与其连接的燃烧器最大出力的130%。

### 3.1.3.5 输粉机

在贮仓式制粉系统中,输粉机用于连接同炉或邻炉的其他制粉系统,作输送或分配煤粉之用。输粉机的设计容量按相连磨煤机中最大的一台磨煤机的计算出力考虑。

### 3.1.3.6 粗粉分离器

粗粉分离器参数的选择是以容积强度为指标,其值根据所需的煤粉细度和分离器类型来选取。粗粉分离器应具有最佳的循环倍率、高的煤粉均匀性、低阻力、好的调节性能和稳定连续的工作性能。

### 3.1.3.7 细粉分离器

细粉分离器的选择应在满足制粉系统通风量的前提下有高的分离效率和低的阻力,且运行可靠、不易磨损、设备紧凑、金属耗量低。一般要通过经济技术比较来确定合理的效率和阻力,最终确定细粉分离器的类型和规格。

### 3.1.3.8 锅炉烟风门

正压直吹式制粉系统风门设置有下列各项:

- (1) 原煤仓至给煤机的落煤管上应设置电动或手动煤闸门。
- (2) 给煤机至磨煤机的给煤管上可设置电动煤闸门。
- (3) 磨煤机进口热一次风和调温风混合后的管道上或热一次风和调温风的管道上应设置快速隔绝门。
- (4) 磨煤机(分离器)出口应设置快速隔离门。
- (5) 磨煤机至燃烧器的送粉管道上(靠近燃烧器处)宜设置隔绝门。

贮仓式制粉系统风门的设置有下列各项:

- (1) 除排粉机前、排粉机出口至主燃烧器或乏气燃烧器的管道和再循环管上可装设隔离门外,其他煤粉管道上均不应装设隔离门。隔离门的布置应排除其中会积粉的可能,并宜布置在垂直管道上。
- (2) 磨煤机入口热风管道上应设置隔离门。在采用就地吸入冷风调温时,冷风调节门应装设在热风调节门和热风隔离门之间,否则应在热风调节门和热风隔离门之间加装通大气或压力冷风的冷风隔离门。
- (3) 干燥剂送粉系统通向排粉机的热风道应装设2个隔离门,并在2个隔离门之间装设通大气的冷风隔离门。
- (4) 煤粉仓和输粉机应设置固定的吸潮管系统,煤粉仓上吸潮管应装设远方操作的电动隔离门。

### 3.1.3.9 一次风机

对于正压直吹式制粉系统或热风送粉贮仓式制粉系统,当采用三分仓空气预热器时,冷一次风机宜采用单速离心式风机,也可采用动叶可调轴流式风机。对于正压直吹式制粉系统,当采用2分仓空气预热器时,热一次风机宜采用单速离心式风机。

冷一次风机为2台,不设备用,热一次风机的台数宜与磨煤机台数相匹配。

一次风机的风量和压头宜根据空气预热器的特点和制粉系统的不同形式确定。

采用三分仓空气预热器正压直吹式制粉系统的冷一次风机的基本风量按设计煤种计算,应包括锅炉在最大连续蒸发量时所需的一次风量、制造厂保证的空气预热器运行一年后一次风侧的漏风量加上需由一次风机所提供的磨煤机密封风量损失(按全部磨煤机计算)。风机的风量裕量宜不小于35%,另加温度裕量,可按夏季通风室外计算温度来确定;

风机的压头裕量宜为30%。对于与送风机串联运行的冷一次风机,压头裕量可增加到35%。

采用三分仓空气预热器贮仓式制粉系统的冷一次风机的基本风量按设计煤种计算,应包括锅炉在最大连续蒸发量时所需的一次风量和制造厂保证的空气预热器运行一年后一次风侧的漏风量。风机的风量裕量宜为20%,另加风机的温度裕量,可按夏季通风室外计算温度来确定;风机的压头裕量宜为25%。

采用两分仓或管箱式空气预热器正压直吹式制粉系统,每台磨煤机配1台热一次风机的基本风量按设计煤种计算,应为每台磨煤机在计算出力时的一次风量减去漏入每台磨煤机的密封风量。风机的风量裕量不低于5%,另加的温度裕量按燃煤水分变化范围内的上限来选定;风机的压头裕量不低于10%。

### 3.1.3.10 排粉机

排粉机的台数应与磨煤机台数相同。排粉机的基本风量应按设计煤种的制粉系统热力计算确定。排粉机的风量裕量应不低于5%,压头裕量应不低于10%。风机的最大设计点应能满足磨煤机在最大钢球装载量时通风量的需要。

### 3.1.3.11 密封风机

中速磨煤机和双进双出钢球磨煤机正压直吹式制粉系统需设置密封风机时,每台锅炉设置的密封风机不应少于2台,其中1台为备用。当每台磨煤机均设密封风机时,密封风机可不设备用。密封风机的风量裕量应不低于10%,压头裕量应不低于20%。

### 3.1.4 制粉系统热力计算

制粉系统热力计算的任务是:确定磨煤机所需的干燥剂量、干燥剂初温和组成,制粉系统终端干燥剂总量、温度、水蒸气含量和露点,对于按惰化气氛设计的制粉系统,尚应计算终端干燥剂中氧的容积份额,并使之符合惰化气氛的规定,验算送粉管道中风粉混合物温度是否与所采用的煤种相适应。

不同类型制粉系统的计算条件和要求如下:

(1) 钢球磨煤机贮仓式制粉系统。宜采用热风作干燥剂,辅以温风或冷风调节,并采用干燥剂再循环来协调磨煤机的通风量。按磨煤机最佳通风量下的干燥剂量进行热力计算,求出干燥剂的初温度及干燥剂的各项成分份额,并进行湿度及露点的计算。

(2) 双进双出钢球磨煤机直吹式制粉系统。宜采用热风作干燥剂,辅以冷风调节,并采用旁路风来协调通过磨煤机的风量和对原煤预先干燥。热力计算主要是求出干燥剂的初温度。热力计算中应考虑给煤机和磨煤机密封风的影响。

(3) 中速磨煤机直吹式制粉系统。一般采用热风作干燥剂,压力冷风调节。磨煤机对磨制每千克原煤的干燥剂量受磨煤机的通风量所限制,根据制造厂提供的通风量数据或特性曲线可以求得额定负荷及各种负荷下的干燥剂量。热力计算主要是求出干燥剂的初温及组成份额。对于正压直吹系统,热力计算中应考虑密封风的影响。

(4) 风扇磨煤机负压直吹系统。当磨制水分不高的褐煤或者烟煤时,用热风作干燥剂,可按惰化气氛设计。对于高水分褐煤,宜采用高(低)温烟气与热风混合的二介质或三介质作干燥剂,并按惰化气氛设计。

干燥剂的数量受磨煤机通风量限定,而且与系统布置所形成的阻力有关。

热力计算主要是确定干燥剂的初温及组成干燥剂的各种

介质的份额。各类介质中所含空气量的总和应满足对锅炉一次风率的要求。

### 3.2 循环流化床锅炉燃料制备系统

#### 3.2.1 煤破碎系统主要设备

煤的破碎系统是将除铁后的原煤运至破碎车间进行筛分、破碎至合格粒径以下，再输送到原煤仓。燃煤颗粒特性对流化床锅炉的燃烧、炉内传热、受热面磨损及结焦有较大的影响，燃煤颗粒特性曲线是设计制煤系统和选择破碎机械的依据。

不同技术的流化床锅炉对燃煤粒径的要求是不同的，即使是相同技术的流化床锅炉，因燃用煤种不同，其煤粒径要求也不相同。一般来说，高倍率的循环流化床锅炉燃煤粒径较细，低倍率的循环流化床锅炉燃煤粒径较粗；燃煤挥发分低的煤种，粒径一般较细，高挥发分易燃的煤种，颗粒可以粗一些。

煤破碎系统可分为一级破碎系统和二级破碎系统。

(1) 一级破碎系统。一级破碎系统工作流程是原煤经胶带输送机提升并送至破碎车间，在破碎车间卸料处，设置电磁除铁器，用于清除燃料中混杂的铁磁物，除铁后的煤经筛分，一般筛网为10mm，合格粒径的颗粒直接落入下级输送带，大颗粒进入破碎机，破碎后落入下级输送带，破碎后的煤及筛下的煤由胶带输送机送至煤仓。

(2) 二级破碎系统。二级破碎系统是在一级破碎系统的基础上再加一级破碎设备组成。第一级破碎机的作用是破碎煤中的大块，第二级破碎机的作用是把经粗碎的颗粒破碎至合格粒径。

破煤系统形式需要根据锅炉容量大小、设计煤种的颗粒特性和燃煤颗粒特性曲线，以及预测可能燃用的其他煤种特性曲线来确定，同时还要考虑是否采用飞灰、大渣回燃等辅助系统。

循环流化床锅炉燃料的破碎机械主要有锤式破碎机、颚式破碎机、圆锥破碎机、冲击式破碎机和辊压机等，可根据各类破碎机的特点、燃煤颗粒特性曲线的要求，并结合工程设计条件作出选择。

#### 3.2.2 石灰石系统主要设备

循环流化床锅炉通常采用外购成品石灰石粉，用气力罐车运至发电厂内。厂区内设置石灰石贮仓，贮仓下设仓泵，用压缩空气通过仓泵将石灰石送入主厂房内的日用仓，日用仓下来的粉料进入给料机，给料机出口设有恒速旋转气锁阀，通过送粉风机提供的压力风经过布置于炉膛四周的输送管道送至给料口喷入炉膛。

石灰石系统的设计主要根据锅炉容量及锅炉本体给料点的数量和位置确定，合理配置系统设备和管道及附件的布置。石灰石以喷射状进入炉内，以达到与燃料充分均匀的最佳混合，使脱硫反应有效地进行，获得较高的脱硫效率。系统应采取防磨、防漏措施，管路中的弯头和阀门要有很好的耐磨性。系统应密封良好，防止物料外漏污染环境。

#### 3.2.3 给煤系统设备

给煤系统是由煤仓、给煤机、播煤机构等设备组成，将燃料连续、可调地送入锅炉。根据给煤口布置，可分为前墙给煤和回料阀给煤等。

循环流化床锅炉的燃煤颗粒比链条炉小，其中有大量的细煤粒；而水分又高于煤粉炉，因为煤的外水分越大，煤粒间的黏着力也越大；颗粒越小，单位质量煤粒的表面积增

大，煤粒间的黏着力增加，所以流化床锅炉的原煤仓设计特别要有防堵塞措施，如四壁的倾斜角（与水平面）大于 $70^\circ$ ，仓壁内衬不锈钢板或高分子聚乙烯板，适当减小原煤仓的容积，缩短煤在仓内的停留时间，适当放大下煤口尺寸，防止原煤仓起拱搭桥的堵煤现象。

循环流化床锅炉常用的给煤机有螺旋给煤机、埋刮板给煤机和皮带给煤机等，可根据具体的工程条件选用。

(1) 螺旋给煤机。螺旋给煤机由于设备简单、价格低、密封性能好等优点，适用于小容量循环流化床锅炉。

(2) 埋刮板给煤机。埋刮板给煤机具有运行稳定、不易卡塞、密封严密、可调性能好等优点，配合冲板式计量仪器，适用于大多数循环流化床锅炉。

(3) 皮带给煤机。皮带给煤机可以长距离输送给煤，具有电子称重，气力密封等特点，目前大容量循环流化床锅炉大多采用称重式皮带给煤机。

#### 3.2.4 启动系统

循环流化床锅炉的点火操作是由静止、常温状态下的固体物料转变为流化状态下正常燃烧的一个动态过程。通常点火采用床下风道燃烧器，使高温烟气通过布风板，流过并迅速加热颗粒物料床层，同时还常辅助以床上点火油枪的方式。

### 3.3 燃油系统

一般燃油锅炉主要燃烧重油，重油属重质燃料油，它是石油、油页岩或石油工业中提炼汽油、煤油、柴油及化工原料后的剩余产物。重油的性质决定于原油品质、炼制方法等，其水分、灰分都很少，所以发热量很高，运输方便、经济，重油作为锅炉的燃料可以简化燃料输送、制备系统，取消灰渣处理系统，只需简单的加热系统即可。

重油油质主要特性有黏度、密度、闪点、凝固点、硫分、灰分和机械杂质等，是燃油锅炉和系统设计的重要依据。

在常温下，重油黏度很大，锅炉燃烧重油总是将它预先加热，再由油泵加压，经过输油管道送到炉前，经过喷油嘴喷入炉内，使油散开，形成极细的雾状油滴，雾化后的油滴在炉膛里吸热而逐渐蒸发成油蒸气，油蒸气再和喷入炉中的空气混合，并继续吸热而温度升高，达到着火条件就可以被点燃而着火燃烧。

重油燃烧器主要由喷油嘴和配风器两部分组成。

重油的雾化是用喷油嘴来达到的：

(1) 机械离心式喷油嘴，借送入燃烧器的油压来实现雾化，它又可以分为简单压力式和回油式两种。

(2) 蒸汽雾化喷油嘴，借高速蒸汽的动能来实现油的雾化，蒸汽还可以对油起加热作用，油加热后黏度降低，可以提高雾化质量，它的调节性能较好，对油的压力要求不是太高，可简化油系统。

配风器的作用是供给雾化的重油燃料所需的空气，并使喷油雾化炬中油滴与空气充分混合，以满足着火、燃烧和燃尽的需要。

配风器按气流流动方式可分为直流式和旋流式两大类。

### 3.4 燃气系统

气体燃料有天然气燃料和人工气体燃料两种。

天然气燃料有气田煤气和油田伴生煤气两种。它们的主要成分是甲烷( $\text{CH}_4$ )，同时还含有少量的烷烃( $\text{C}_n\text{H}_{2(n+1)}$ )、烯烃( $\text{C}_n\text{H}_{2n}$ )、二氧化碳、硫化氢和氮气等。天然气燃料的发热量很高，标准状况下可达 $35000\sim 54400\text{kJ/m}^3$ ，由于天然气是重要的化工原料，一般只有在



产区附近的少数发电厂可将它作为燃料使用。

人工气体燃料主要有高炉煤气、发生炉煤气、焦炉煤气、地下气化煤气和液化石油气等。除液化石油气外,其余的发热量均较低,为低热值煤气。高炉煤气、焦炉煤气是高炉炼铁和炼焦生产工艺的副产品,除了作为化工原料和各种加热炉的燃料外,可就近作为锅炉燃料使用。

供给发电厂的天然气应进行脱硫、脱水和清除机械杂质等净化处理,净化后的天然气应符合下列要求:

(1) 天然气水露点应比输送条件下最低环境温度低  $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 天然气烃露点应低于输送条件下最低环境温度。

(3) 天然气硫化氢含量不大于  $20\text{mg}/\text{m}^3$ 。

燃气管道设计要求如下:

(1) 天然气管道设计压力和设计温度应按各管段内天然气最高工作压力和最高工作温度确定。

(2) 厂内天然气管道管径,按天然气流量和输气允许压降计算确定,一般可按天然气流速  $15\sim 30\text{m}/\text{s}$  估算管径,然后校核压降是否满足要求。

(3) 厂内天然气管道的敷设方式可根据实际情况选择地下埋地敷设、地上高支架架空敷设或低支架沿地面敷设,不应采用管沟敷设。

(4) 进厂天然气气源紧急切断阀前总管和厂内天然气供应系统管道上应设置放空管。放空阀、放空竖管的设置和布置原则按 GB 50251—2003《输气管道工程设计规范》的规定执行。

(5) 直埋管线穿越车行道路时应采用外套管保护。

(6) 为便于拆卸,天然气管道与阀门、设备等连接处应采用法兰连接,其他不拆卸处应采用焊接连接。

## 4 烟气、空气系统

锅炉烟气、空气系统的功能是:

(1) 为实现最佳燃烧工况,向锅炉提供所需要的热风(二次风)。

(2) 向磨煤机提供热一次风,用于输送煤粉到炉膛,热一次风在研磨和输送煤粉的过程中同时起干燥作用。

(3) 向磨煤机提供冷一次风(调温风),用于降低进入磨煤机的一次风混和风的温度,以防止磨煤机中的煤粉着火。

(4) 对给煤机和磨煤机供给密封空气。

(5) 干燥给煤机出口进入磨煤机的原煤。

(6) 将锅炉燃烧产生的烟气通过烟囱排放到大气中。

### 4.1 烟风系统主要设备

锅炉炉型、制粉系统和燃烧器整体布置方式是烟风系统类型及选择的基础,煤粉锅炉的烟风系统通常采用平衡通风系统。对采用直吹式制粉系统,大容量锅炉一般选用冷一次风机配三分仓回转式空气预热器的正压送粉系统,对于中间贮仓式乏气送粉系统,根据煤质特性,通过计算来决定选用“热风加冷风”干燥剂系统或“热风加冷炉烟”干燥剂系统;对于褐煤和高挥发分烟煤,则选用“热风加冷炉烟”干燥剂系统。

煤粉锅炉的烟风系统通常设2路通风系统,2侧烟风系统设联络通道,冷、热一次风均需设置炉前环形联络管,2台冷一次风机出口可不设联络风道。冷、热二次风均需考虑就近设联络风道,其通流量按  $30\%\sim 35\%$  锅炉最大连续出力的风量设计,冷二次风联络风道上设一道电动关闭门。

电除尘器进口或出口设置一个联络烟道,联络管通流量按  $30\%\sim 35\%$  BMCR 烟气量设计,进口侧联络烟道可不设

风门。出口侧联络烟道宜设置一道风门。

烟风系统中的主要风门设置及操作方式按照 DL/T 5121—2000《火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程》中的有关规定执行,空气预热器热端烟风侧均需设置风门,其中烟道门一般由锅炉制造厂供货,一、二次风门由设计单位设计选型,空气预热器冷端烟风侧均不设风门。电除尘器进出口均不设门,吸风机出口、入口调节挡板门前均需设门。送风机、一次风机入口调节挡板门前均不设隔离门,送风机、一次风机出口均需设门。磨煤机入口冷、热风道上一般设2道门,按气流流动方向,隔离门在前,调节门在后。正压直吹式制粉系统磨煤机前的热风隔离门和冷风隔离门采用气动严密关断门,严密关断门宜设置在水平管道上。

经过燃烧系统热力计算,要确定锅炉的耗煤量、锅炉燃烧所需要的空气量及燃烧系统中的空气平衡数据、锅炉燃烧所生成的烟气量和烟气成分、净化处理前后的烟气温度、烟气量和烟气成分、烟气的露点温度和空气预热器的进风温度。

在热力计算中要考虑下列参数的合理选择:

(1) 热力计算中的炉膛漏风系数和对流受热面漏风系数,应与锅炉厂热力计算中的数据相一致。

(2) 热力计算中的磨煤机通风量、制粉系统漏风系数及冷风率,应与制粉系统热力计算中的数据相一致。

(3) 空气预热器进风温度的取用,应满足空气预热器冷端防低温腐蚀的要求,并与锅炉厂热力计算条件相匹配。

(4) 空气预热器的一、二次风漏风率,按符合空气预热器运行一年后保证率要求的锅炉厂热力计算数据取用。

#### 4.1.1 送风机

大容量锅炉的送风机宜选用动叶可调轴流式风机,也可采用静叶可调轴流式风机或高效离心式风机。每台锅炉设置2台送风机,不设备用。送风机的基本风量按锅炉燃用设计煤种计算,应包括锅炉在最大连续蒸发量时需要的空气量及制造厂保证的空气预热器运行1年后送风侧的净漏风量。当采用三分仓空气预热器时,送风机的风量裕量不低于  $5\%$ ,另加温度裕量,送风机的压头裕量不低于  $10\%$ 。

#### 4.1.2 引风机

大容量锅炉的引风机宜选用静叶可调轴流式风机或高效离心式风机。当风机进口烟气含尘量能满足风机要求,也可采用动叶可调轴流式风机。每台锅炉设置2台引风机,不设备用。当负荷工况变化较大,燃料结构复杂,或机组容量为  $600\text{MW}$  及以上时,引风机台数可多于2台。引风机的基本风量按锅炉燃用设计煤种和锅炉在最大连续蒸发量时的烟气量及制造厂保证的空气预热器运行1年后烟气侧漏风量及锅炉烟气系统漏风量之和考虑,引风机的风量裕量不低于  $10\%$ ,另加不低于  $10^{\circ}\text{C}$  的温度裕量;吸风机的压头裕量不低于  $20\%$ 。

#### 4.1.3 除尘器

可供选择的高效率除尘设备有静电除尘器和袋式除尘器。

除尘设备的选择,应使烟气中排放的粉尘量及其浓度符合现行的环境保护标准,并应考虑煤灰特性、工艺及灰渣综合利用的要求。每台锅炉设置的静电除尘器不宜少于2组,所选用的静电除尘器在下列条件下仍应能达到保证的除尘效率:

(1) 当停用其中1个供电区时。

(2) 除尘器的烟气流量按燃用设计煤种在锅炉最大连续蒸发量工况下的空气预热器出口烟气量计算,其裕量为  $10\%$ 。

(3) 烟气温度为设计温度加  $10^{\circ}\text{C}$ 。

#### 4.1.4 烟囱

烟囱台数、类型、高度和烟气出口流速应根据环境保护

和烟囱防腐要求、同时建设的锅炉台数、烟囱布置和结构上的经济合理性等综合考虑确定。接入同一座烟囱的锅炉，300MW 及以下机组通常为 2~4 台，600MW 机组及以上通常为 2 台。

## 4.2 空气动力计算

烟风系统空气动力计算的目的是确定烟风系统包括管道及其元件、设备、部件总的全压降，为确定送、吸风机的设计参数提供依据。计算工况通常按锅炉最大连续蒸发量、空气预热器运行 1 年后制造厂保证漏风量作为基本工况的计算条件。当海拔超过 300m 时，应进行低气压修正。

烟风系统总的全压损失（阻力）包括：

- (1) 管道摩擦阻力。指气流流经直通的管道时因气体黏性及与管壁摩擦力所产生的阻力。
- (2) 管件局部阻力。指气流流动时因截面形状或方向变化而引起的阻力。
- (3) 设备阻力。
- (4) 气体入口处负压。一般指炉膛上部负压。
- (5) 气体出口处负压。如燃烧器出口处炉膛负压。
- (6) 自身通风。当气流方向向上时，自身通风为正值，为阻力的负项，气流方向向下时，为阻力增加项。

空气动力计算中计算烟风道阻力时，一般应将通道各连续布置区段的分段阻力全部叠加，但对于连续布置的急转弯或上游为扩散转弯的组件，应按组合件的阻力而不是按各个孤立弯头阻力叠加的方法。

进行空气动力计算之前，应根据气体流量和推荐流速来选择燃烧系统烟风道的截面尺寸。

烟风煤粉管道的推荐流速，一般情况下，以 DL/T 5121—2000 中推荐的流速范围作为截面选择的核算依据。工程设计中根据布置需要或其他原因，烟风道的最高流速允许比推荐的上限值更高，但不宜大于 35m/s。

## 5 锅炉辅助系统

### 5.1 汽包锅炉排污系统

汽包锅炉排污是在汽包锅炉运行中为了获得清洁蒸汽，把一部分含盐浓度较大的炉水、悬浮物和水渣通过排污排

出，同时补入同量纯净的水，使炉水中的含盐量控制在一定的范围内。汽包锅炉排污分为连续排污和定期排污。

#### 5.1.1 汽包锅炉排污分类

连续排污是从汽包中含盐量较大的部位连续排放炉水，由于连续排污量大，对连续排污要求回收工质和热量。

定期排污是从炉水循环的最低点（水冷壁下联箱）排放炉水，定期排污能迅速地降低炉水的含盐量。汽包锅炉均设置一套完整的连续排污系统和定期排污系统。

#### 5.1.2 汽包锅炉排污系统设备

连续排污系统是为保证汽水品质并回收工质和热量而设置的。定期排污系统可不考虑工质的回收。

锅炉连续排污系统一般从汽包底部接出排污管道至连续排污扩容器。排污管道上装设电动截止阀、调节阀各 1 只，调节阀信号来自汽包内炉水硅酸根含量，自动控制连续排污量，以维持炉水硅酸根在允许值以内。另外，在管道上还装设 1 套流量测量装置，以便于监视排污水流量和调节阀工作情况。

连续排污扩容器上部二次蒸汽出口管上设置 1 个闸阀和止回阀，供检修关断和防止蒸汽倒流，下部排水管上装设 1 个气动水位调节阀，用于调节扩容器的水位，在扩容器底部装有 1 个放水闸阀，供扩容器检修放水。

定期排污系统由定期排污扩容器及其连接管道和阀门组成。锅炉汽包的紧急放水、定期排污水、锅炉检修或水压试验后的放水、锅炉点火升压过程中对水循环系统进行冲洗的放水、过热器和再热器的下联箱及出口集汽箱的疏水等均进入锅炉定期排污扩容器。进入定期排污扩容器的污水和疏放水经扩容降压后，蒸汽通过上部排汽管排入大气，污水经工业冷却水混合冷却后排入机组排水槽。为防止扩容器中蒸汽进入机组排水槽，在扩容器排水管上设计 1 个 U 形水封管，以维持扩容器内有一定水位。

### 5.2 直流锅炉的启动系统

直流锅炉无储存汽水的汽包，启动一开始就必须不断地向锅炉送进给水，建立启动流量，如果不加以利用，会造成大量合格水和热量的浪费。因此，直流锅炉有必要设置专门的回收工质与热量的系统。典型的直流锅炉启动系统如图 2.3-8 所示。

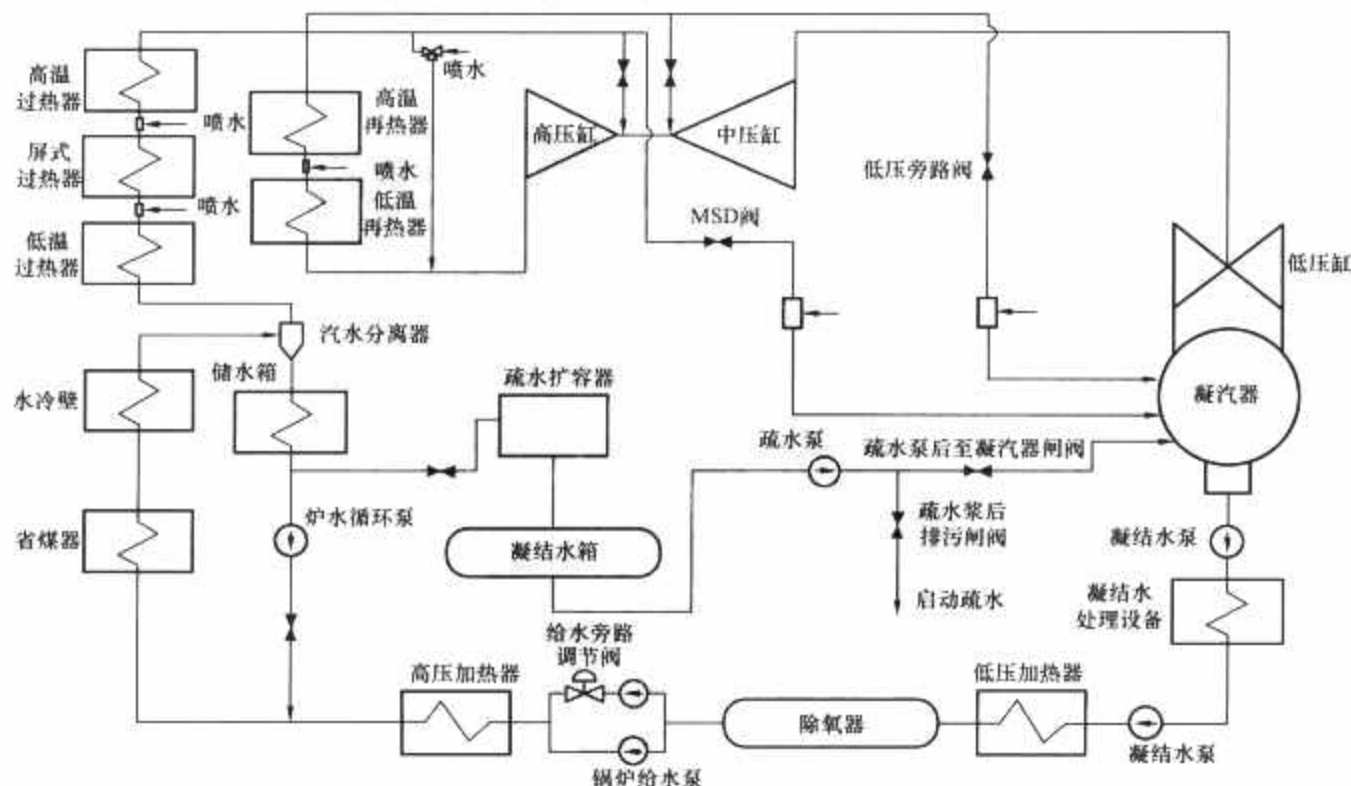


图 2.3-8 直流锅炉启动系统



启动系统的作用是：

- (1) 建立启动压力和启动流量，保证给水连续地通过省煤器和水冷壁，尤其是保证水冷壁的足够冷却和水动力的稳定性。
  - (2) 回收锅炉启动初期排出的热水、汽水混合物、饱和蒸汽，以及过热度不足的过热蒸汽，以实现工质和热量的回收。
  - (3) 在机组启动过程中，实现锅炉各受热面之间和锅炉与汽轮机之间工质状态的配合。
- 直流锅炉机组的启动系统一般由内置式分离器、分离器疏水阀、水位控制阀和水位旁路阀、疏水扩容器及疏水泵等组成。

6 烟气脱硫系统

6.1 烟气脱硫系统类型

- 燃煤电站锅炉烟气脱硫技术按脱硫反应物质在反应过程中的状态分成以下几类。
- (1) 湿法脱硫。主要有石灰石—石膏湿法、氨洗涤脱硫和海水洗涤脱硫等。
  - (2) 干法脱硫。主要有炉内喷钙、烟气循环流化床脱硫法、电子束辐照烟气脱硫脱氮等。
  - (3) 半干法脱硫。主要有喷雾干燥法、炉内喷钙加尾部增湿活化法等。
- 以上各类脱硫工艺在烟气系统中的设置位置如图 2.3-9 所示。

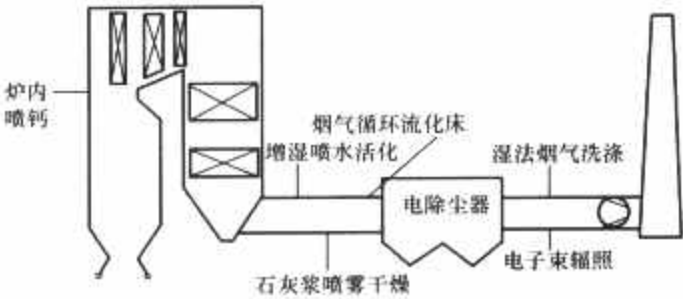


图 2.3-9 各类脱硫工艺的设置位置

烟气脱硫工艺方案比较见表 2.3-5。

表 2.3-5 烟气脱硫工艺方案比较

工艺方案 项目	石灰石—石膏湿法	喷雾干燥法	炉内喷钙 尾部增湿 活化	电子束法	氨洗涤法	海水 洗涤法
技术成熟程度	成熟	成熟	成熟	工业试验	成熟	较成熟
工艺难易程度	较复杂	较简单	简单	复杂	复杂	简单
适用煤种	不受含硫 量限制	适用于中、 低硫煤	适用于中、 低硫煤	适用于中、 低硫煤	不受含硫 量限制	中、低 硫煤
应用单机 规模	没有限制	多为中小 机组	多为中小 机组	中小机组	中小机组	没有限制
能达到脱 硫率	95%以上	80%~ 90%	60%~ 80%	75%左右	90%以上	90%
吸收剂 种类	石灰石/ 石灰	消石灰	石灰石	氨	氨水	海水
吸收剂 来源	来源较 广泛	高质量石灰 或消石灰， 来源较困难	来源较 广泛	受条件 限制	受条件 限制	受条件 限制
废水处理	多数情况 需处理	无废水	无废水	无废水	需处理	无废水

续表

工艺方案 项目	石灰石—石膏湿法	喷雾干燥法	炉内喷钙 尾部增湿 活化	电子束法	氨洗涤法	海水 洗涤法
Ca/S (一般)	低于 1.1	1.3~1.4	>2	—	—	—
占地面积	较大	中	较小	较大	大	大
机组负荷 影响	一般	一般	一般	一般	一般	一般
防腐要求	较高	不需要	不需要	较高	较高	较高
副产品 种类	石膏	脱硫废渣 (亚硫酸钙)	脱硫废渣 (亚硫酸钙)	硫酸铵/ 硝酸铵	硫酸铵 溶液	—
副产品 出路	用作水泥 缓凝剂、 石膏制品 原料	难以综合 利用	难以综合 利用	可用作 化肥	可用作 化肥	—

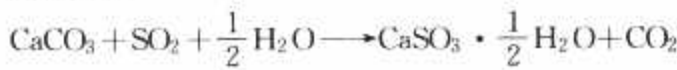
从以上几种脱硫工艺分析比较，结合大多数实际工程选用情况，大型燃煤电厂的烟气脱硫系统以采用石灰石—石膏湿法脱硫工艺为主流，使用范围广，技术最为成熟，脱硫效率高；其他几种脱硫工艺也正在进一步的发展中。

6.2 烟气脱硫系统和设备

6.2.1 石灰石—石膏湿法

石灰石—石膏湿法脱硫工艺的主要化学反应发生在脱硫吸收塔内，一定浓度的石灰石浆液连续从吸收塔部上方喷入，与经气—气换热器降温后进入吸收塔的烟气发生接触。在烟气被洗涤的过程中，烟气中的 SO<sub>2</sub> 被浆液中脱硫剂吸收，生成亚硫酸钙 (CaSO<sub>3</sub>) 和硫酸钙 (CaSO<sub>4</sub>) 结晶物，其中的亚硫酸钙具有不稳定性，没有利用价值，而且在受热条件下，会分解放出 SO<sub>3</sub>。脱硫净化后的烟气，经过除湿后，进入气—气换热器，将烟气加热至易于在大气中扩散的温度后，由烟囱排入大气。典型的石灰石—石膏湿法脱硫系统工艺流程如图 2.3-10 所示。石灰石—石膏湿法脱硫主要反应如下：

吸收过程



氧化过程

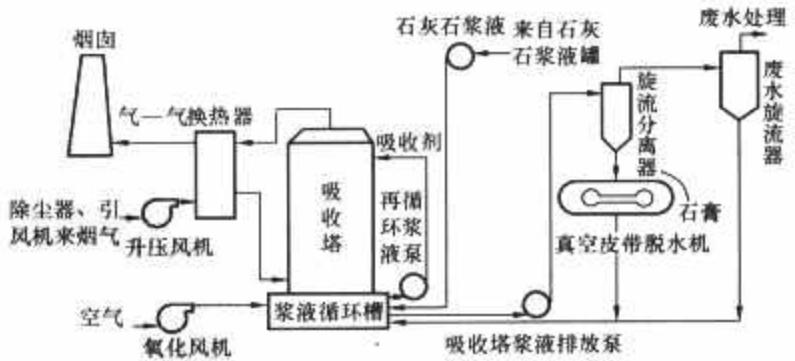
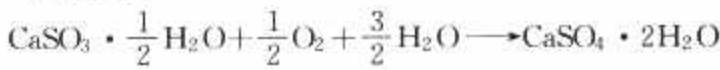


图 2.3-10 石灰石—石膏湿法脱硫系统工艺流程

6.2.1.1 脱硫区工艺系统

脱硫区工艺系统主要包括烟气系统、石灰石浆液制备系统、石灰石反应吸收系统、密封风系统、气—气换热器 (GGH) 系统、空气压缩机系统、工业水系统及就地控制系统等。

主要设备包括增压风机、气—气换热器、吸收塔、浆液

循环泵、氧化风机、石灰石浆液输送泵、石膏浆液输送泵、密封风机、空气压缩机、高压冲洗泵、搅拌器等。

(1) 烟气系统。烟气系统包括气—气换热器、增压风机、脱硫系统进出口挡板门、旁路挡板门和相关烟道。正常工作时,未脱硫的烟气从水平主烟道引出,经过脱硫系统进口挡板门及增压风机增压后,进入GGH,烟气温度从约120℃冷却至90~100℃,然后进入吸收塔内,温度降至50~60℃。净化后的烟气经吸收塔顶部的2级除雾器除去雾滴后,离开吸收塔,回到GGH的低温侧,烟气经过GGH后温度被加热至80~90℃进入烟道,使烟气高于其露点温度,防止后部烟道和烟囱的腐蚀。烟气经过脱硫系统出口挡板门,回到水平主烟道,再经过烟囱排入大气。

为防止脱硫系统故障影响锅炉的正常运行,在水平主烟道上加装了旁路挡板门。当脱硫系统故障时,脱硫系统进出口挡板门关闭,旁路挡板门自动打开,未处理烟气直接进入烟囱排入大气。烟道的旁路系统是必需的,它不仅有利于烟气脱硫系统的检修,而且在锅炉点火阶段也必须使烟气经旁路排向烟囱进入大气,以免点火阶段烟气中油滴、炭黑、粉尘等进入烟气脱硫系统。另外,如果电气除尘器因某些电场故障退出运行,使效率降低时,也应关闭烟气脱硫,因为大量粉尘进入烟气脱硫系统,不仅使石膏品质急剧恶化,还使各浆液系统充满灰尘,引起结垢和堵塞。

(2) 石灰石—SO<sub>2</sub>反应吸收系统。石灰石—SO<sub>2</sub>反应吸收系统主要包括吸收塔、除雾器、循环浆液泵和氧化风机等设备。在吸收塔内,烟气中的SO<sub>2</sub>被吸收浆液洗涤并与浆液中的CaCO<sub>3</sub>发生反应,反应后的浆液沉降在吸收塔下部的浆池内,浆液中的亚硫酸盐在浆液池中被通入的空气强制氧化成硫酸盐,并含2个结晶水,形成石膏,由石膏浆液输送泵排出吸收塔送入石膏处理系统脱水。在吸收塔的出口设有除雾器,以除去脱硫后烟气带出的细小液滴,使排出的烟气含液滴量在标准状况下一般低于75mg/m<sup>3</sup>。

(3) 石灰石浆液制备系统。将原料石灰石经破碎机破碎至6mm以下,然后送入钢球磨煤机磨制成一定细度的石灰石粉,石灰石粉细度要求250目(或320目),筛余小于5%。将磨制合格的细粉送至石灰石仓储存。石灰石粉仓中的石灰石粉经计量给料器送入石灰石制浆池,与池内的水搅拌混合,调制成一定浓度的石灰石浆液(一般固体物含量为25%左右)。根据排烟中SO<sub>2</sub>反应所需的脱硫剂消耗量,以及吸收塔内吸收浆液的pH值,通过浆液泵向吸收塔供应所需的石灰石浆液。

#### 6.2.1.2 石灰石—石膏湿法脱硫系统的主要设备

(1) 增压风机。增压风机主要用来克服脱硫系统的阻力,大多脱硫系统采用1×100%的动叶可调轴流式风机,运行效率高,调节性能好,风量裕量不小于10%(另加不低于10℃的温度裕量),风压裕量不小于20%。

(2) 气—气换热器(GGH)。GGH的作用是提高净化后的烟气温度,使其高于露点温度,以避免烟道、烟囱的腐蚀,并有利于提高烟囱出口烟气的排放抬升高度。GGH为立轴回转式再热器,为1×100%容量。为保证原烟气不至于向净烟气侧泄漏,影响脱硫效率,GGH配有密封烟气及密封空气系统,密封烟气来自于GGH进口的烟气。GGH的漏风率应小于1%。

同时,GGH还配有停机加热除湿系统(以防止内部部件腐蚀)、高压水冲洗系统和一个压缩空气站组成的清灰系统。其中压缩空气清灰系统可在线或离线运行,而高压水冲洗系统只在离线时运行。

(3) 烟气挡板及其密封系统。烟气挡板采用双层百叶窗式挡板,为防止未处理烟气向净化烟气侧泄漏,而影响脱硫效率及防止挡板被腐蚀,设置了挡板密封系统。每套脱硫系统对应设置1套挡板密封系统。密封气来自净烟气,为防止密封烟气与未处理烟气混合后产生露点腐蚀,设置加热器将密封烟气温度加热至100℃左右后送至各挡板。

(4) 吸收塔。湿法脱硫吸收塔按吸收浆液与烟气的流向划分,有顺流塔、逆流塔及顺逆流塔等几种形式;按其塔内结构不同又可分为填料塔和喷淋塔。在填料塔内,为便于吸收浆液与烟气充分接触,一般在塔内设置有填料或格栅;在喷淋塔内,采用多层喷嘴将吸收浆液以雾状均匀地喷布于充有烟气的塔中。几种吸收塔类型各有特点。吸收塔为1机1塔,容量为相对应的BMCR工况下的烟气总量,不考虑容量裕量。塔槽采用钢结构,地面布置,并设置多个搅拌器,使浆液成分均匀,并防止浆液沉淀结块。吸收塔的上部设有二级除雾器。用以除去烟气中的雾滴。除雾器在运行中易结垢,为防止堵塞,在其上部还设有清洗喷头。吸收塔在材质上要能经受温度、腐蚀、摩擦的综合作用而不致损坏。

(5) 浆液循环泵。浆液循环泵采用单元制设置,每个吸收塔配有3~4台浆液循环泵,浆液据此得以循环喷淋,并保证吸收塔内合理的液气比,使浆液能最大限度地吸收SO<sub>2</sub>。每台浆液循环泵带一层喷嘴,泵为单进单出离心式,并设衬胶防腐处理。

(6) 氧化风机。吸收系统一般设有2×100%容量的氧化风机,1台运行,1台备用。风机为罗茨风机。氧化风机的作用是使塔槽内的生成物亚硫酸钙得到完全氧化。

(7) 石膏浆液输送泵。在塔槽内生成的石膏通过石膏浆液泵送至石膏脱水车间进行脱水处理。石膏浆液输送泵为单元制,每个吸收塔配有2×100%容量的石膏浆液输送泵,1台运行,1台备用。

(8) 事故浆液池。每2套脱硫系统共用1座事故浆液池。事故浆液池的容量应能盛放1座脱硫塔内的全部浆液及相应地坑内的全部浆液。事故浆液池内设置搅拌器及浆液回送泵。

#### 6.2.2 海水烟气脱硫

海水烟气脱硫工艺是一种利用天然海水所固有的碱度来作为SO<sub>2</sub>的吸收剂,达到脱除烟气中SO<sub>2</sub>的湿式脱硫方法。

天然海水呈碱性,pH值一般为7.8~8.3,碱度为2.0~3.0mmol/L,其主要成分是氯化物、硫酸盐和一部分可溶性碳酸盐,其固有的天然碱度和盐分具有很强的酸碱缓冲和吸收SO<sub>2</sub>的能力。

海水烟气脱硫系统是在吸收塔内SO<sub>2</sub>被海水吸收生成SO<sub>3</sub><sup>2-</sup>和H<sup>+</sup>,此时海水呈酸性,待进入曝气池与新鲜海水混合并鼓入大量空气后,SO<sub>3</sub><sup>2-</sup>被氧化成SO<sub>4</sub><sup>2-</sup>,同时H<sup>+</sup>与海水中的CO<sub>3</sub><sup>2-</sup>发生反应,生成的CO<sub>2</sub>被驱除,恢复脱硫海水的pH值和含氧量,同时降低化学耗氧量(COD),使海水恢复后排入大海。海水吸收SO<sub>2</sub>的最终产物是硫酸盐,硫酸盐是海水中的主要成分之一,是海洋环境中不可缺少的物质。

海水烟气脱硫系统主要由烟气系统、SO<sub>2</sub>吸收系统、海水供应系统、海水恢复系统组成,脱硫效率主要受海水碱度和液气比的限制,一般来说,SO<sub>2</sub>吸收系统的能力较大,整个脱硫系统的出力主要受海水恢复系统中的SO<sub>3</sub><sup>2-</sup>被氧化成SO<sub>4</sub><sup>2-</sup>的能力和pH值恢复能力的限制。

(1) 烟气系统。锅炉排出的烟气经脱硫增压风机升压后送入烟气换热器降温,然后自下而上流经吸收塔。净化后的



烟气经吸收塔顶部的除雾器除去雾滴。再次经烟气加热器升温至 70℃ 以上后，排放至烟囱。

(2) SO<sub>2</sub> 吸收系统。脱硫反应主要是在逆流式吸收塔内完成，新鲜海水自塔的上部喷入，经除尘处理和降温后的烟气自塔底向上与海水进行逆流接触，烟气中的 SO<sub>2</sub> 迅速被海水吸收，洗涤后的酸性海水在吸收塔底部收集并排出吸收塔。

(3) 海水供应系统。海水通过输送泵送到吸收塔洗涤烟气，然后脱硫洗涤水自流至曝气池，与未经洗涤的海水混合。

(4) 海水恢复系统。吸收塔排出的含有 SO<sub>3</sub><sup>2-</sup> 的酸性海水排入曝气池，并与排入曝气池中的大量海水混合，同时向曝气池中鼓入大量压缩空气，使海水中溶解氧维持在接近饱和状态，在溶解氧的作用下，使海水中的 SO<sub>3</sub><sup>2-</sup> 全部氧化成 SO<sub>4</sub><sup>2-</sup>，因此，将易分解的亚硫酸盐氧化成稳定的硫酸盐，并使 COD 降低。同时，海水中的 CO<sub>3</sub><sup>2-</sup> 与吸收塔排出的 H<sup>+</sup> 发生反应释放出 CO<sub>2</sub>，使脱硫排水的 pH 值恢复到 6.5 以上，处理后的海水 pH 值、COD 值等达到排放标准后排入大海。

6.2.3 喷雾干燥法烟气脱硫系统

喷雾干燥法烟气脱硫技术属于半干法脱除锅炉排烟中 SO<sub>2</sub> 的脱硫工艺，以石灰为脱硫剂，技术比较成熟，工艺流程简单，半干法脱硫系统由脱硫剂灰浆配置系统、SO<sub>2</sub> 吸收和吸收剂灰浆蒸发系统、收集飞灰和副产品的粉尘处理系统组成。

石灰经消化并加入热水，制成消石灰浆液，经过滤由泵输入吸收塔内的雾化装置，在吸收塔内，浆液被雾化成细小液滴与烟气混合接触，与烟气中的 SO<sub>2</sub>、SO<sub>3</sub> 发生化学反应，生成亚硫酸钙和磷酸钙，同时脱硫剂带入的水分迅速被蒸发而干燥，形成粉末状的反应副产品，烟气温度随之降低，但仍然高于酸露点，可以直接排放，不产生废水。

喷雾干法脱硫工艺的脱硫效率虽然没有湿法烟气脱硫那样高，但它不必处理大量废水，可使系统简单化，降低工程造价。

6.2.4 炉内喷钙尾部增湿活化烟气脱硫

炉内喷钙尾部增湿活化烟气脱硫工艺是在炉内喷钙的基础上发展起来的一种半干法脱硫工艺，该工艺多以石灰石粉为脱硫剂，石灰石粉由气力输送的方式喷入炉膛中的 850~1150℃ 温度区域，石灰石受热分解为氧化钙和二氧化碳，氧化钙与烟气中的 SO<sub>2</sub> 反应生成亚硫酸钙。

在尾部增湿活化反应器内，增湿水以雾状喷入，与未反应的氧化钙接触生成反应活性更高的氢氧化钙，进而与烟气中的 SO<sub>2</sub>、SO<sub>3</sub> 发生化学反应，活化器内的脱硫率取决于雾化的水量、液滴的粒径分布、烟速及出口烟温等因素，一般为 40%~60%，当钙硫摩尔比在 2.5 以上时，整个脱硫系统的脱硫效率大约为 60%~80%。

炉内喷钙尾部增湿活化烟气脱硫系统组成有石灰石粉制备和储存系统、炉内石灰石喷射系统、炉后增湿活化系统、烟气加热系统、旁路烟道系统。

6.2.5 氨洗涤脱硫

氨洗涤脱硫是一种以氨水为脱硫吸收剂的湿法脱硫工艺，系统的工艺流程、洗涤器的设计和运行方式与石灰石湿法脱硫类似，其主要特点是脱硫副产品为可以直接利用的硫酸铵化肥。

氨洗涤脱硫的典型工艺采用 2 级烟气洗涤流程。锅炉来的烟气经烟气换热器后进入前置洗涤器，经洗涤除去 HCl

和 HF 等有害气体。

一级洗涤后的烟气经过液滴分离器除去水滴，进入氨水洗涤器完成二次洗涤，氨水喷淋洗涤烟气，吸收烟气中的 SO<sub>2</sub>，生成亚硫酸铵，沉入洗涤器下部浆池。在浆池中鼓入空气，进一步氧化生成硫酸铵，洗涤产生的硫酸铵溶液（30% 浓度）排出洗涤塔，可以进一步结晶、干燥处理，生产硫酸铵晶体作为化肥，或直接作为液体化肥出售。从洗涤器排出的烟气经除雾器除去雾滴，再经烟气换热器加热后由烟囱排放。

7 烟气脱硝系统

火电厂应用广泛的典型选择性催化还原法烟气脱硝系统工艺流程如图 2.3-11 所示。

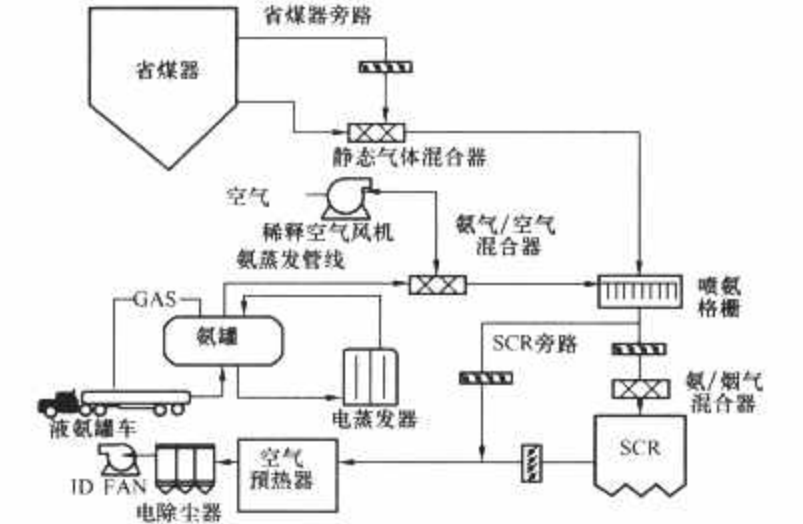


图 2.3-11 烟气脱硝系统工艺流程

7.1 烟气脱硝系统类型

氮氧化物 NO<sub>x</sub> 被认为是大气的主要污染物之一。锅炉燃煤燃烧时生成的氮氧化物 NO<sub>x</sub>，按生成来源有三种类型：

- (1) 热力型 NO<sub>x</sub>。它是空气中的氮气在高温下氧化而生成的 NO<sub>x</sub>。
- (2) 燃料型 NO<sub>x</sub>。它是燃料中含有的氮化合物在燃烧过程中热分解而又接着氧化而生成的 NO<sub>x</sub>。
- (3) 速度型 NO<sub>x</sub>。它是燃烧时空气中氮和燃料中的碳氢化合物反应生成的 NO<sub>x</sub>。

对于火电厂的燃煤锅炉，通常热力型 NO<sub>x</sub> 占总 NO<sub>x</sub> 的 25%，燃料型 NO<sub>x</sub> 占总 NO<sub>x</sub> 的 75%，速度型 NO<sub>x</sub> 所占份额很少。

在火力发电厂锅炉中除了采用低 NO<sub>x</sub> 燃烧技术外，在烟气中采用脱硝技术是当前我国火电建设面临的新课题。

烟气脱硝是用还原剂与烟气接触，在一定温度下，还原剂与烟气中的氮氧化物（NO<sub>x</sub>）反应，生成无害的氮气和水，以除去烟气中的 NO<sub>x</sub> 的工艺过程。发电厂烟气脱硝技术广泛采用的有选择性催化还原法（SCR）和选择性非催化还原法（SNCR）两种方式，这两种烟气脱硝技术的综合比较见表 2.3-6。

表 2.3-6 烟气脱硝技术的综合比较

项 目	选择性催化还原法(SCR)	选择性非催化还原法(SNCR)
还原剂	氨或尿素	氨或尿素
反应温度	320~400℃	850~1100℃
催化剂	成分主要为 TiO <sub>2</sub> 、V <sub>2</sub> O <sub>5</sub> 、WO <sub>3</sub>	不使用催化剂
脱硝效率	80%~90%	25%~50%

续表

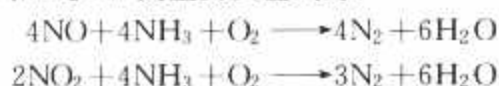
项 目	选择性催化还原法(SCR)	选择性非催化还原法(SNCR)
还原剂	多选择于省煤器与 SCR	在炉膛内 850~1100℃ 温度
喷射位置	反应器间烟道内	区域喷射,需与锅炉厂家配合
SO <sub>2</sub> /SO <sub>3</sub> 氧化	会导致 SO <sub>2</sub> /SO <sub>3</sub> 氧化	不导致 SO <sub>2</sub> /SO <sub>3</sub> 氧化
NH <sub>3</sub> 逃逸	$3 \times 10^{-6} \sim 5 \times 10^{-6}$	$10 \times 10^{-6} \sim 15 \times 10^{-6}$
对空气预热器影响	NH <sub>3</sub> 与 SO <sub>3</sub> 易形成 NH <sub>4</sub> HSO <sub>4</sub> 造成堵塞或腐蚀	不导致 SO <sub>2</sub> /SO <sub>3</sub> 的氧化,造成堵塞或腐蚀的机会
系统压力损失	催化剂会造成压力损失	没有压力损失
燃料的影响	高灰分会磨损催化剂,碱金属氧化物会使催化剂钝化	无影响
锅炉的影响	受省煤器出口烟气温度的影响	受炉膛温度场变化的影响

## 7.2 烟气脱硝系统和设备

### 7.2.1 选择性催化还原法

#### 7.2.1.1 选择性催化还原法化学反应机理

选择性催化还原脱硝技术是通过在烟气中加入氨气,在催化剂作用下,利用氨气与 NO<sub>x</sub> 的有选择性反应,将 NO<sub>x</sub> 还原成 N<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O,其主要反应式为:



上述反应为放热反应,由于 NO<sub>x</sub> 在烟气中浓度较低,故反应引起催化剂温度升高可以忽略。

在没有催化剂的情况下,上述反应温度在 980℃ 左右,当温度高于 1100℃,氨气会氧化成 NO,而且 NO<sub>x</sub> 的还原速度也会很快下降;当温度低于 800℃,反应速度会很慢,NO<sub>x</sub> 被还原的量很少,此时就需要添加催化剂。采用催化剂后,上述反应温度可以在 300~400℃ 之间进行,该温度相当于省煤器与空气预热器之间的烟气温度。

#### 7.2.1.2 选择性催化还原法工艺流程

在选择性催化还原工艺中,催化剂安装在一个固定反应器的箱体内,反应器在锅炉尾部烟道中有两种不同的布置位置。

(1) 布置在省煤器后和空气预热器之间的高灰尘烟道区域。此时烟气中所含有的全部飞灰和 SO<sub>2</sub> 均通过催化剂反应器,反应器处于高含尘烟气中,催化剂的寿命会受下列因素影响:

- 1) 飞灰对催化剂反应器的磨损。
- 2) 飞灰对催化剂反应器通道的堵塞。
- 3) 飞灰中的 Na、Ca、Si、As 等会使催化剂“中毒”或污染,从而降低催化剂的效能。
- 4) 烟气温度升高,会使催化剂烧结或再结晶,使催化剂失效;温度降低,NH<sub>3</sub> 会和 SO<sub>3</sub> 反应生成酸性硫酸铵,从而会堵塞催化剂反应器通道和污染空气预热器。
- 5) 高活性催化剂会使烟气中的 SO<sub>2</sub> 氧化成 SO<sub>3</sub>,因此在这种布置方案中应避免采用高活性催化剂。

但是这种布置有很突出的优点,因为此处烟气温度在 300~400℃ 之间,多数催化剂在这个温度范围内有足够的活性,因此脱硝效率高。因此,选择性催化还原(SCR)脱硝技术是目前国际上应用最为广泛的脱硝技术,其脱硝效率可达 90% 以上。

(2) 布置在湿法烟气脱硫装置之后烟道区域内。这种布置方案使得催化剂反应器在“干净”烟气条件下工作,不会

发生催化剂污染和中毒,也不会发生反应器磨损、堵塞和腐蚀,可以使催化剂工作寿命达到 3~5 年(在“不干净”烟气条件下催化剂工作寿命 2~3 年)。

该布置方案的主要问题是烟气温度低,锅炉烟气经湿法脱硫后烟气温度降低到 50~60℃,在这种温度下 NO<sub>x</sub> 不能产生还原反应,因此在催化剂反应器之前的烟道内必须安装加热器,利用蒸汽换热器把烟气温度加热到 300~400℃,或者在烟道内加装燃油燃烧器或燃气燃烧器加热烟气,从而增加了能源消耗和运行成本。

#### 7.2.1.3 选择性催化还原法工艺主要设备

选择性催化还原法工艺系统主要包括催化剂及其反应器、氨制备及储存系统、氨喷射系统、脱硝公用系统和控制系统等。

(1) 催化剂及其反应器。催化剂及其反应器是选择性催化还原法系统中的主要设备,其成分、结构、寿命及相关参数直接影响选择性催化还原法系统的脱硝效率和运行时间。

目前火电厂烟气脱硝通常使用的催化剂情况如下:

1) 催化剂成分:以氧化钛基体、以氧化铁基体、沸石和活性炭。

2) 催化剂结构:板式催化剂、蜂窝型催化剂、填料型催化剂。

通常以氧化钛基体与承载材料混合成挤压材料,制作成蜂窝形催化剂;以氧化铁基体涂在承载材料表面,制作成板式催化剂;沸石和活性炭做成颗粒形,制作成填料床形催化剂。

以氧化钛为基体的催化剂活性强,抗 SO<sub>2</sub> 性能高,是烟气脱硝中较好的催化剂,使用较普遍;以氧化铁为基体的催化剂活性较以氧化钛为基体的催化剂活性低 40%,但在起始活性降低后,活性几乎不再变差,在 250~400℃ 范围内活性较好;沸石催化剂有较大的内表面积,对 SO<sub>2</sub> 有抑制作用,它是一种陶瓷基材料,可以重复利用;活性炭催化剂的优点是吸附容量大,吸附和催化转换过程速度快,吸附剂可再生,机械稳定性高。缺点是设备体积大,容易着火。

(2) 氨制备及储存系统。氨气有两种制备方法:直接法和间接法。

直接法是通过液氨气化制取氨气。液态氨必须存放在圆形或圆柱形压力容器内,放置在地上或地下。液态氨的储存设计和运行操作必须符合国家危险品安全规范规定。

间接法是通过干尿素水解制取氨气。将干尿素投放在混合箱中,与混合箱中的热水混合,在搅拌器作用下,干尿素溶解成尿素溶液,经进一步加热后进入水解槽,在水解槽中分解成氨气。

(3) 氨喷射系统。氨喷射系统包括氨气喷雾器、氨气空气混合器、稀释空气风机等。

氨气在氨气空气混合器中通过与热空气混合并稀释后进入烟道氨气喷雾器组。氨气喷雾器组呈网格型布置在整个烟道中,通过喷雾器把氨气空气混合物均匀地喷射到烟气中,使氨气与烟气均匀混合。

#### 7.2.1.4 选择性催化还原法对锅炉的影响

(1) 氨逃逸及其影响。由于氨与 NO<sub>x</sub> 在反应器中不可能全部反应,因此会有一部分氨气逃出 SCR 系统,氨气逃逸可导致:

1) 氨与 SO<sub>2</sub> 生成硫酸铵,沉积在催化剂和空气预热器上,造成催化剂中毒和空气预热器的腐蚀。

2) 造成湿法烟气脱硫废水及空气预热器清洗水中



含  $\text{NH}_3$ 。

3) 增加飞灰中的  $\text{NH}_3$  化合物,降低飞灰质量,对于灰综合利用有影响。

(2)  $\text{SO}_2$  转变成  $\text{SO}_3$  对尾部设备和烟道的腐蚀。在反应器中  $\text{SO}_2$  会转变成  $\text{SO}_3$ ,除了与  $\text{NH}_3$  化合成硫酸铵外,还降低了烟气露点温度,增加了对下游设备和烟道的腐蚀。

(3) 增加了系统复杂性。

### 7.2.2 选择性非催化还原法

选择性非催化还原法是一种不采用催化剂的脱硝工艺,从而大大降低了脱硝系统的初投资和运行成本。

#### 7.2.2.1 选择性非催化还原法化学反应机理

选择性非催化还原法脱硝的还原剂与选择性催化还原法脱硝相同,一种是液氨,一种是尿素。目前趋势是用尿素代替液氨,因为尿素价格低,且不是危险品,运输和管理方便,缺点是尿素有效利用率低,消耗量大。

在没有催化剂的情况下,上述反应温度在  $980^\circ\text{C}$  左右,因此还原剂喷入炉膛的温度区域为  $900\sim 1100^\circ\text{C}$ 。

选择性非催化还原法的还原反应温度范围比较小,由于炉内温度场随锅炉负荷变化而变化。对于大容量锅炉,炉膛断面尺寸大,同一炉膛断面上的温度也不均匀,因此炉膛中各处  $\text{NO}_x$  浓度变化较大,要随时根据各处  $\text{NO}_x$  浓度变化和温度变化调节喷入的还原剂量才能有效地还原  $\text{NO}_x$ ,降低其排放量。

#### 7.2.2.2 选择性非催化还原法工艺流程及主要设备

选择性非催化还原法脱硝的反应器是锅炉炉膛。根据炉膛温度场设置 3~4 层还原剂喷嘴组,每层喷嘴组按炉膛各断面温度场在前后墙或侧墙布置若干喷嘴。每个喷嘴入口安装了流量测量装置和调节阀,根据炉膛中  $\text{NO}_x$  的变化调节还原剂喷入量。控制系统按照炉后测得的  $\text{NO}_x$  量和  $\text{NH}_3$  量不断调节各层喷嘴组和各个喷嘴的喷射量。

选择性非催化还原法系统主要包括还原剂储存系统、还原剂喷射系统、调节控制系统和辅助系统等。

还原剂喷射系统由还原剂箱、滤网、喷射泵及相关管道阀门组成。喷射泵从还原剂箱吸入还原剂,升压后送到各层喷嘴组。喷射泵通常设置 2 台,1 台运行,1 台备用。

还原剂储存系统、辅助系统与选择性催化还原法系统基本相同。

### 7.2.3 SNCR/SCR 联合脱硝法

选择性非催化还原法烟气脱硝技术,由于很难准确调节好炉膛各处喷氨量,因此选择性非催化还原法烟气脱硝技术脱硝效率不高。SCR 烟气脱硝技术脱硝效率高,但是投资大,运行费用高,这两种方法各有优缺点。SNCR/SCR 联合脱硝技术先采用投资少的 SNCR 法脱去烟气中大部分  $\text{NO}_x$ ,再采用脱硝效率高的 SCR 法去除余下的  $\text{NO}_x$ ,从而获得 90% 以上的脱硝效率。在联合脱硝技术中,由于进入反应器中的  $\text{NO}_x$  浓度较低,因此可以缩小催化剂反应器尺寸,减少了 SCR 系统投资。

### 7.2.4 活性炭同时脱硫脱硝法

活性炭吸收塔布置在电气除尘器之后,此处烟气温度  $120\sim 160^\circ\text{C}$ ,是活性炭吸附的最佳温度,能够达到较高的脱硫脱硝效率。

活性炭吸附塔有两个,均为立式圆筒塔,垂直串联布置,下部吸附塔为脱硫塔,上部吸附塔为脱硝塔。除尘后烟气从脱硫塔底部水平进入,经活性炭层除去烟气中  $\text{SO}_2$ ,从脱硫塔上部水平接口离开。

脱硫后烟气经垂直烟道上升,通过脱硝塔底部水平接口

进入脱硝塔。在垂直烟道断面上均匀喷入液氨,在脱硝塔中活性炭充当了催化剂,氨与  $\text{NO}$  和  $\text{NO}_2$  进行还原反应,生成氮气和  $\text{H}_2\text{O}$ ,达到脱硝效果。

新鲜活性炭从脱硝塔顶部进入,依靠重力作用自上而下缓慢经过脱硝塔,从脱硝塔下部离开脱硝塔,流入脱硫塔,当活性炭吸附饱和后从脱硫塔底部流出,进入活性炭再生系统。在再生塔中,活性炭被加热到  $400^\circ\text{C}$ ,解析出浓缩后的  $\text{SO}_2$  气体,每摩尔的饱和活性炭可解析出 2mol 的  $\text{SO}_2$ ,再生后的新鲜活性炭送入活性炭斗,根据需要再被送到脱硝塔,循环使用。再生塔解析出的  $\text{SO}_2$  经氧化生成硫酸,少量  $\text{SO}_2$  被再生塔中高温  $\text{CO}_2$  还原成硫黄。硫酸和硫黄可作为副产品出售,废弃的活性炭可作为燃料进行燃烧。

活性炭脱硫脱硝技术有如下优点:

(1) 能够在电气除尘器后同时脱硫脱硝,对锅炉燃烧影响小,也不会增加对锅炉尾部设备的腐蚀。

(2) 具有较高的脱硫效率和脱硝效率,脱硫效率几乎达到 100%,脱硝效率可达到 80% 以上。活性炭层还可以除去烟气中灰尘和重金属等有害物质,可使烟尘排放浓度降低到  $10\text{mg}/\text{m}^3$ 。

(3) 吸收塔阻力小。

(4) 运行稳定可靠。

活性炭脱硫脱硝技术的缺点是初投资大,设备体积大,占地多,但由于其有较高的脱硫脱硝效率,同时又有较明显的节水效益(脱硫工艺过程基本不用水),所以该工艺特别适合于水资源缺乏地区及脱硫石膏无法综合利用的区域。我国已在小容量机组上成功应用过该项技术,目前,一些单位正在 600MW 大容量机组上进行应用研究工作。

## 8 除灰渣系统

火力发电厂除灰渣系统是发电厂的重要组成部分,负责收集、处理、运输锅炉底部排渣、尾部受热面落灰,除尘器飞灰,中速磨石子煤的任务,此外还担负着循环流化床(CFB)锅炉石灰石粉、床料等物料输送任务。

### 8.1 除灰渣系统设计任务及原则

(1) 设计任务。火力发电厂除灰渣系统设计任务是指设计范围内的系统、设备、设施及相关装置选型、计算、工艺布置和安装设计。

(2) 主要设计原则。

1) 火力发电厂除灰渣设计应符合 DL 5000—2000 和 DL/T 5142—2002《火力发电厂除灰设计规程》的要求,必须认真执行国家的基本建设方针和技术经济政策,设计方案必须安全可靠,力求技术进步、经济合理、施工运行及检修维护方便、节约用水、节约用地、节约能源。

2) 除灰渣系统应根据灰渣量和灰渣的化学、物理特性,除尘器和排渣装置的类型,水质和水量,电厂与贮灰渣场的距离和高差,电厂的地质、地形、气象条件,以及灰渣综合利用和环保要求等条件,通过技术经济比较后确定,并符合相应的国家及地方标准的要求。

3) 除灰系统应按发电厂规划容量全面规划,根据机组的建设进度,全厂除灰系统公用设施可分期建设,若通过技术经济比较确认分期建设不合理时,除灰渣系统公用设施亦可一次建成。

4) 除灰渣系统出力应根据锅炉最大连续蒸发量燃用设计煤种时产生的灰渣量进行设计并留有裕度,且应根据燃用

校核煤种的灰渣量进行校核。

## 8.2 气力输送系统

气力输送系统以空气为输送介质，借助于压力设备（正压或负压）产生的动力对散状物料进行输送。根据输送系统压力的不同，气力输送系统可分为负压气力输送系统和正压气力输送系统两大类型。飞灰、经过破碎的干渣及石灰石粉均可采用气力输送系统进行收集和输送。

系统设计出力应根据物料种类、输送量、系统类型、运行方式等确定。系统耗气量应根据输送距离、管道阻力、输送设备类型及灰的特性等因素确定。管道流速应按系统形式、灰的粒径、密度、管径等因素选取。

### 8.2.1 负压气力输送系统

负压气力输送系统是通过抽真空设备的抽吸作用，使空气通过进气阀进入输送管道，同时灰渣通过物料输送阀进入输送管道，灰气混合物经系统末端的收尘装置进行气灰分离。灰渣进入储存设施，空气经过滤排入大气。

以除尘器灰斗排灰采用负压气力输送至灰库的除灰系统为例，其简要系统流程如图 2.3-12 所示。

#### 8.2.1.1 主要设备及其作用

物料输送阀是负压气力输送系统中的给料装置，物料在抽真空设备的抽吸作用下，通过物料输送阀进入输送管道。旋风分离器用于灰气分离，安装在灰库顶部作为第一级分离设备。二级分离器通常采用布袋收尘器。目前新建发电厂一般采用一级组合式过滤收尘器，以简化库顶收尘装置。

#### 8.2.1.2 系统设计要求

在计算系统出力时，应核算距收尘器最近和最远灰斗的输灰出力。如最近的灰斗输灰出力大于收尘负荷时，应采取限制其输灰出力的措施，或选用处理能力更大的收尘器。

#### 8.2.1.3 系统特点

(1) 系统为负压，不会产生漏风污染环境，但受真空度极限限制，系统出力和输送距离不大。

(2) 物料输送阀处于系统始端，远离气源，真空度低，且结构简单，安装高度小。但灰气分离装置处于系统末端，接近气源，真空度高，布袋易损坏，维修量大。

(3) 灰气混合物流速高，磨损严重。

### 8.2.2 正压气力输送系统

正压气力输送系统是一个以压缩空气为动力，通过输灰器将物料和空气混合、加压，经管道送至储存设施的系统。正压气力输送系统具有输送距离长、输送量大的特点。可用于厂内灰、渣输送，也可用于灰库至贮灰场的厂外输送。此外尚可用于循环流化床锅炉石灰石粉的输送。

正压气力输送系统按输送设备可分为仓泵和气锁阀输送系统；按输送压力可分为正压和微正压输送系统；按输送流态可分为稀相和浓相输送系统。仓泵用于正压稀相或浓相输送系统，而气锁阀用于微正压稀相输送系统。目前正压浓相气力除灰系统在工程中得到了广泛应用。

以仓泵正压气力输送系统为例，其简要系统流程如图 2.3-13 所示。

#### 8.2.2.1 主要设备及其作用

(1) 仓泵是正压气力输送系统的发送设备，其接受的物料和外部供给的压缩空气在泵内混合、加压后进入输送管道。

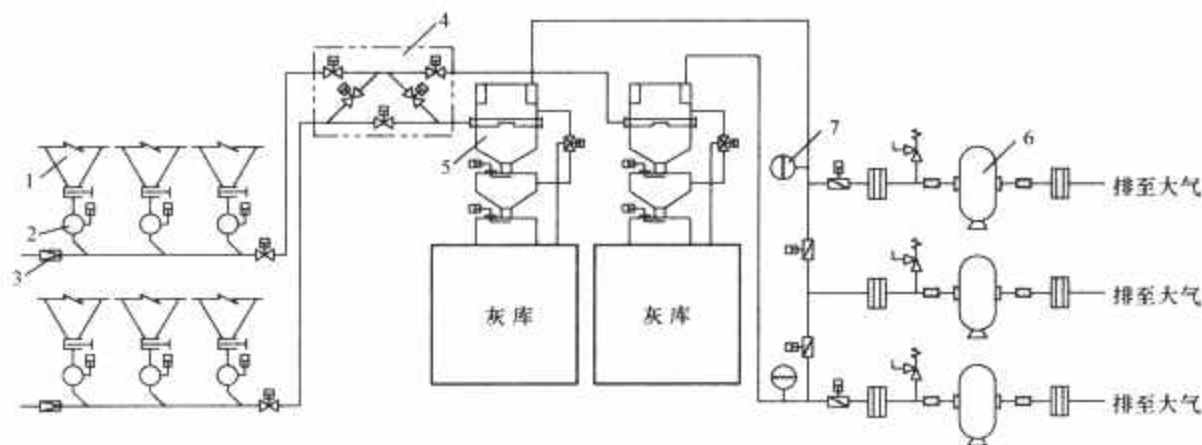


图 2.3-12 负压气力输送系统流程

1—灰斗；2—物料输送阀；3—进气阀；4—切换阀组（可选）；  
5—旋风/布袋收尘器；6—负压风机；7—真空破坏阀

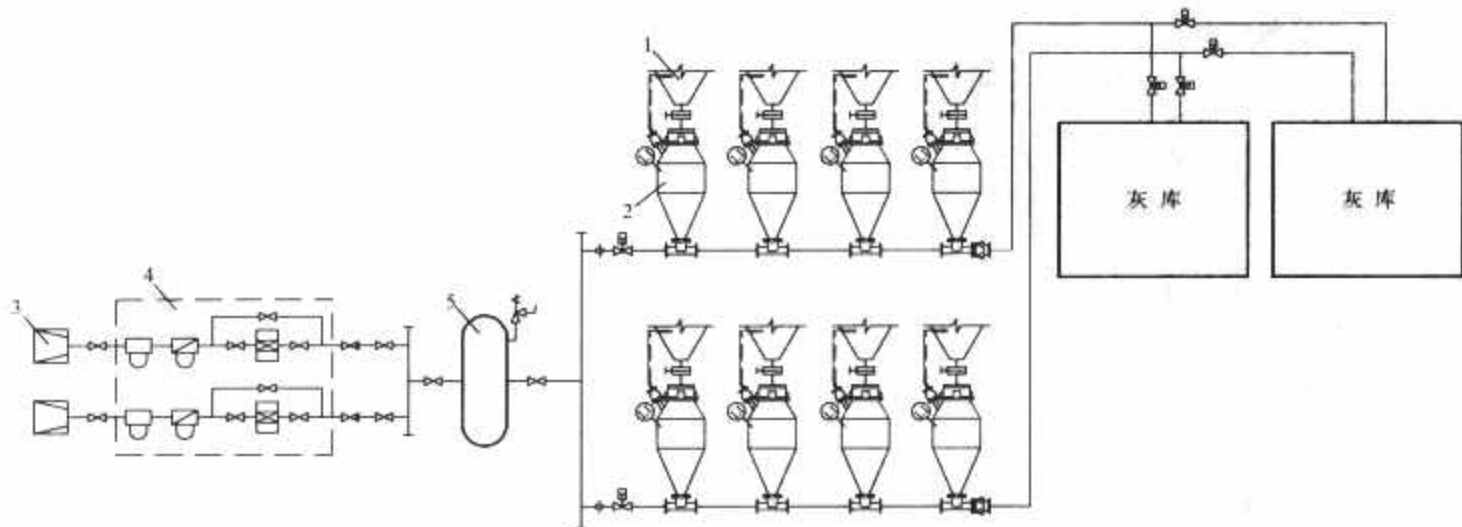


图 2.3-13 正压气力输送系统流程

1—灰斗；2—仓泵；3—空气压缩机；4—空气净化装置；5—贮气罐



(2) 气锁阀是微正压气力输送系统的发送设备, 布置在除尘器灰斗下。气锁阀兼有装料和卸料功能。气锁阀还可用于负压气力除灰系统灰库顶部布袋除尘器的下部, 将灰库与高真空系统隔离, 并将布袋除尘器小灰斗中的灰排入灰库。

#### 8.2.2.2 系统设计要求

系统出力应满足输送距离最远的一组灰斗的输送出力要求, 同时满足输灰量最大的一组灰斗的输送要求。输送空气量应考虑两组或多组灰斗同时输送的工况。空气压缩机应配置空气净化装置、空气干燥装置及贮气罐。在系统用气点之前还应配置油水分离器。

#### 8.2.2.3 系统特点

(1) 正压气力输送以空气压缩机为输送动力设备, 系统输送压力较高, 输送量大, 流速低, 但对输送气源品质要求较高。

(2) 微正压气力输送系统以风机为输送动力设备, 输送距离较长, 输送量较大, 但管道内灰气混合物流速高、磨损大, 同时能耗较高, 收尘装置较为庞大。

(3) 收尘装置构造简单, 经分离的空气直接排向大气, 一般仅需安装一级袋式收尘器即可。

(4) 因系统内的压力均大于大气压力, 有可能发生泄漏, 造成环境的污染。

#### 8.2.3 其他气力输送系统

空气斜槽、气力提升泵、气力喷射泵等属于应用于特殊场合的气力输送系统。

分选系统也属于一种具有专项功能的气力输送系统。当原状干灰需进行粒度分级以获取大量质量稳定的优质灰时, 可采用干灰分选系统。分选设备由分选机、细灰收集装置、除尘设备、风机、给料机及卸料装置等组成。

#### 8.2.4 输送动力设备

##### 8.2.4.1 输送动力设备选择

负压气力输送系统应设专用的抽真空设备, 可选用回转式风机、水环式真空泵或水力抽气器等。微正压气力输送系统应采用专用风机。正压气力输送系统应设专用的空气压缩机及空气处理设备。空气斜槽的风源宜由专用风机供给, 有条件时也可由锅炉送风机供给。

##### 8.2.4.2 输送动力设备选型原则

每个输送单元宜采用单元制供气方式, 当有措施能保证输送气源压力稳定时, 也可采用母管制或公用制供气方式。

#### 8.2.5 储存设施

(1) 储存设施容量的确定。静电除尘器灰斗的容积不宜

小于 8h 的集灰量。灰库用作贮运灰库时, 总容量宜满足储存 24~48h 的系统排灰量; 用作中转灰库时, 总容量宜满足储存 8~10h 的系统排灰量。

(2) 气化系统。气化系统用于使除尘器灰斗及灰库内储存的灰, 以及储仓内石灰石粉具有较好的流动性, 便于排放。气化系统应设专用的气化风机。气化系统应设专用的空气加热器加热空气, 加热最低温度应保证不发生结露现象。

(3) 灰库卸灰设施。每座灰库至少应设 2 个排出口。当厂外采用水力输送时, 应设制浆装置。当采用调湿灰外运方式时, 应设调湿装置。当装卸干灰时, 应设置防止干灰飞扬的干灰卸料装置。

(4) 其他附属设施要求。灰库库顶应设有真空压力释放阀及排气布袋收尘器, 相邻的灰库宜设连通管及隔离阀。锥底灰库直筒部分及平底灰库靠近库底的侧壁应设人孔门。

#### 8.2.6 气力除灰管道

气力除灰的管件和弯管应采用耐磨材料, 管道布置应尽量减少弯头。气力除灰的直管段材质的选择与除灰系统方式有关, 宜采用普通钢管。若输送磨损性强的灰渣需要采用耐磨材料时, 应通过技术经济比较后确定。

### 8.3 水力输送系统

水力除灰渣系统可选择灰渣沟自流输送系统、灰渣混除输送系统和灰渣分除输送系统。

灰渣沟自流输送系统中的炉渣经水力排渣装置及碎渣机等设备制成渣浆, 飞灰经箱式冲灰器等设备制成灰浆, 两者排入灰渣沟自流至贮灰场。此系统可用于水源充足、电厂和灰场之间高差容许自流的场合, 目前已极少采用。

灰渣混除输送系统和灰渣分除输送系统的灰、渣制浆与灰渣沟自流输送系统相同。混除系统灰渣浆经前池混合后通过管道由灰渣浆泵送至贮灰场, 分除系统渣浆及灰浆则分别通过管道由渣浆泵和灰浆泵送至贮灰场。

厂内水力输送可根据布置条件、水源情况、技术经济合理性等因素确定采用压力管或灰渣沟两种方式。通常采用先由灰渣沟汇集灰渣浆, 再由灰渣泵通过压力管输送的方式。

以刮板捞渣机为例, 其简要系统流程如图 2.3-14 所示。

灰渣管流速应根据灰渣浆浓度、灰渣粒径、化学成分及管材等因素确定。灰渣沟应力求短、直、便于扩建, 沟底应采用铸石等耐磨镶板衬砌。

厂内灰渣直管段采用普通钢管时, 弯管和管件可采用耐磨管。当灰渣具有严重磨损特性时, 直管段根据技术经济比

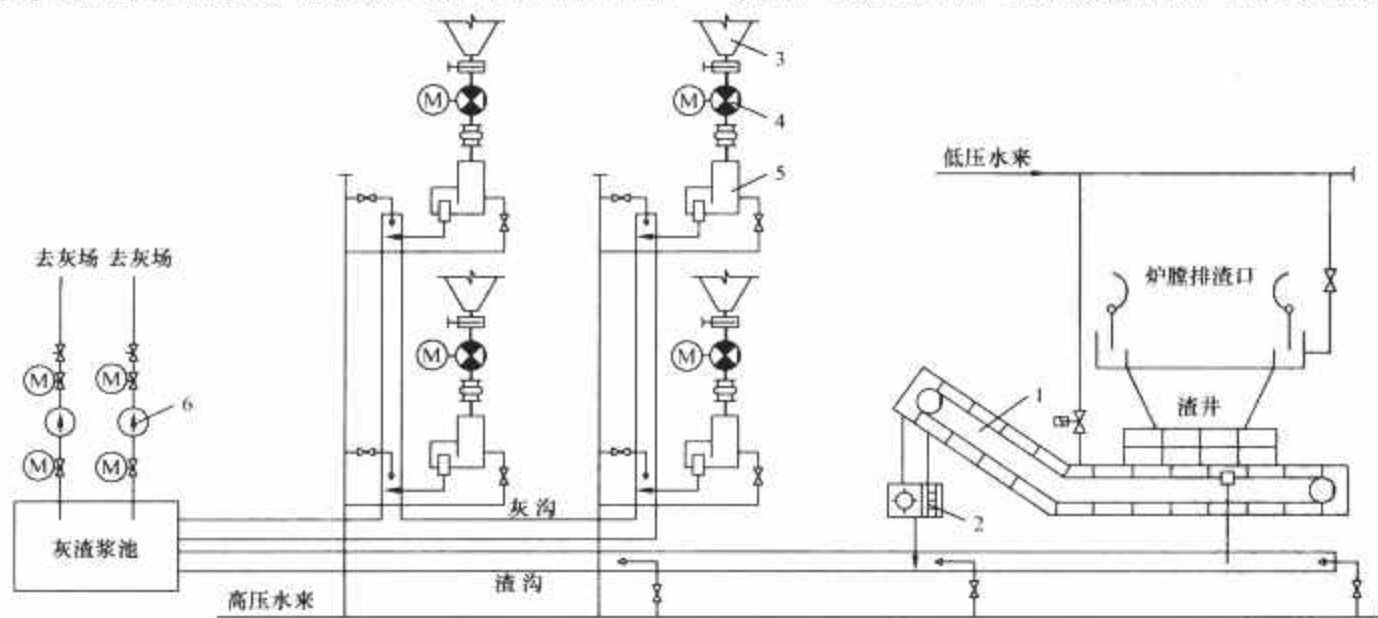


图 2.3-14 水力除灰渣系统流程

1—刮板捞渣机; 2—碎渣机; 3—灰斗; 4—电动锁气器; 5—箱式冲灰器; 6—灰渣浆泵

较也可采用耐磨管。

除灰系统应合理确定制浆方式和灰水浓度,用水应考虑回收利用。

当灰中的化学成分  $\text{CaO}$  含量大于 10% 时,不宜采用水力除灰系统,以避免结垢影响输送。

循环流化床锅炉采用石灰石脱硫时,锅炉底渣、飞灰不宜采用水力除灰渣系统。

### 8.3.1 水力排渣装置

煤粉锅炉水力排渣装置可选用水封式排渣斗、水浸式刮板捞渣机、螺旋捞渣机等形式。锅炉采用定期除渣方式时应选择水封式排渣斗装置。锅炉采用连续除渣方式时应选择水浸式刮板捞渣机和螺旋捞渣机,其设计出力不应小于锅炉最大连续蒸发量的排渣量,最大出力应保证在 1h 内将锅炉 4h 排渣量输送完毕。

### 8.3.2 输送动力设备

输送动力设备可选用离心式灰渣泵、往复式柱塞泵及水力喷射器等。

(1) 灰渣泵。灰渣泵用于灰渣混除和分除系统中的灰渣浆、灰浆、渣浆厂内及厂外输送。灰渣泵流量和扬程应根据灰渣管道阻力、灰渣浆量和灰渣泵特性曲线确定。当一级灰渣泵的扬程不能满足输送要求时,可采用灰渣泵串联方式。当灰渣泵直接串联时,应根据灰渣浆量和灰渣管道总阻力分配各级泵扬程,各级泵的流量应相同。

(2) 柱塞泵。柱塞泵用于灰渣分除系统中灰浆高浓度、长距离输送,其流量和扬程应根据灰浆量和灰浆管道阻力选择。当 1 台泵不能满足流量要求时,可使 2 台泵并联运行,其设备参数及型号应相同。

(3) 水力喷射器。水力喷射器用于厂内短距离灰渣及石子煤输送,其类型、喷射水量及水压应根据灰渣浆量及其性质、输送管道阻力和水力喷射器的特性曲线确定。

### 8.3.3 灰渣处理设备

水力除灰渣系统厂外运输可根据灰场性质选择灰渣泵→灰渣管道→水灰场的水力输送方式,以及灰渣处理设备→干灰渣→汽车→干灰场的方式。采用干灰场时,厂内应设置灰渣处理设备将灰渣脱水装车外运。常用的灰渣处理设备有脱水仓、浓缩机等。

(1) 脱水仓。脱水仓用于渣浆脱水,具有布置灵活,无需人工清渣的优点。每套除渣系统应设 2 台脱水仓,1 台接受渣浆,1 台脱水、卸渣。脱水仓下部可采用气动或液动排渣门。

(2) 浓缩机。浓缩机用于灰浆脱水、浓缩灰浆,也可处理脱水仓排水。浓缩机出力应根据出、入口灰浆的灰水比及沉降区灰粒额定水力沉降速度确定。浓缩机宜采用高位布置,其溢流水应循环使用。当全厂除灰系统无备用或不具备事故排灰条件时,浓缩机不宜少于 2 台。

### 8.3.4 供水系统

供水系统用于冲渣、冲灰、粒化、水封和熄火冷却等,由水泵、管网和激流喷嘴组成。供水系统的回水、溢流排水等应回收复用。

## 8.4 机械除灰渣系统

机械除灰渣系统由于具有系统简单、输送量大、运行平稳、负荷适应性强、运行费用低等特点,因而在电厂除灰渣系统中得到了广泛的应用。煤粉锅炉底渣通常选用水冷或风冷式机械除渣系统。循环流化床锅炉底渣排放宜优先采用机械输送系统。机械输送设备可用于厂内灰渣集中或短距离转

运及厂外灰渣长距离输送等。

机械除渣设备可选用水冷式刮板捞渣机、风冷式排渣机,以及埋刮板输送机、斗式提升机、胶带式输送机等机械中转设备,组成水冷式机械除渣系统或风冷式机械除渣系统。系统和设备选择应根据锅炉类型、布置条件、输送距离、灰渣量、综合利用条件及经济合理性等因素确定。

### 8.4.1 水冷式机械除渣系统

水冷式机械除渣系统由机械排渣装置及后续的机械输送设备和储存设施组成。机械排渣装置通常采用水浸式刮板捞渣机,可将水冷后的渣捞出,经机械设备输送至渣仓,然后外运。在布置条件允许时,目前国内大型机组通常采用斜升段加长的刮板捞渣机将渣输送至渣仓的除渣系统。除渣简要流程为渣井→刮板捞渣机→皮带输送机(设 2 座渣仓时)→渣仓→汽车→灰场。渣仓容积以满足外部转运要求为原则确定。

为实现冷却水的回收利用,水冷式机械除渣系统需设置冷却水处理系统。通常由刮板捞渣机→溢流水池→溢流水泵→浓缩机或沉淀池→缓冲水池→供水泵→冷却塔或热交换器(必要时)→渣井及捞渣机形成冷却水闭式循环系统。

当锅炉采用风扇磨煤机制粉系统时,考虑风扇磨煤机的布置及检修条件,不宜采用此系统。

### 8.4.2 风冷式机械除渣系统

风冷式机械除渣系统由风冷式排渣机及后续的机械输送设备和储存设施组成。其核心设备为风冷式排渣机,可利用空气将炉渣冷却后,经机械设备将干渣输送至渣仓,然后外运。该系统主要流程为渣井→液压破碎机→风冷式排渣机→碎渣机→机械设备→渣仓→汽车→灰场或综合利用用户。

由于风冷式机械除渣系统具有流程简单、设备数量少、节水、节能的特点,可降低发电厂运行费用,同时保持了干渣优良的水活性,为综合利用创造了条件,因此已成为国内大型机组除渣系统的技术发展趋势。

风冷式排渣机以空气为冷却介质,在锅炉炉膛负压作用下,周围空气通过排渣机壳体上的可调进风口被吸入,与排渣机输送钢带上的高温炉渣进行逆向热交换,从而将渣冷却并送出,同时冷却空气吸收热量升温后进入炉膛。风冷式排渣机属于连续排渣装置,采用变频调速装置,以便适应锅炉异常工况时的排渣要求。

此外,锅炉除渣还可在风冷式排渣机后采用气力输送系统,此时破碎后渣的粒度应满足气力输送的要求。

### 8.4.3 机械中转设备

除灰渣系统中根据系统需要或布置条件,可设置机械中转设备以实现灰渣的集中、转运等。常用的机械设备有埋刮板输送机、斗式提升机、带式输送机等,可根据具体情况选用。

(1) 埋刮板输送机。埋刮板输送机具有结构简单、体积小、重量轻、密封性好、安装维修方便、工艺布置灵活等特点。因此在机械除灰渣系统中应用较为广泛。除灰渣系统采用埋刮板输送机时,应选用宽机槽、低链速、耐磨性能好的水平型或倾斜型埋刮板输送机。

(2) 斗式提升机。斗式提升机用于垂直输送经过破碎的块状物料和粉状物料,具有横断面小、占地少、布置紧凑、密封性能好的特点。斗式提升机出力应根据料斗容积、提升速度、物料堆积比重和料斗间距等因素计算确定。

(3) 带式输送机。除灰渣系统采用带式输送机时,应选用带宽 500~1200mm、带速 2.5m/s 及以下、丝织物芯或钢丝绳芯材质的带式输送机。带式输送机出力可根据带宽、带



速、段面系数、灰渣和石子煤的散状密度等因素计算确定。带式输送机运输的干灰应该加水调湿,运送的渣应经过冷却、脱水,物料温度不应超过胶带容许值。对较高温度的物料,应选用阻燃型和耐热型胶带。

管状带式输送机是一种由胶带形成管状截面的带式输送机,除具有普通带式输送机的性能特点外,还具有物料密闭输送、胶带不跑偏、大倾角输送、可沿空间曲线布置等独有特点,因此在机械输送系统中具有独特作用。

#### 8.4.4 人工运送

人工运送专指中速磨煤机石子煤采用人力装载、电瓶小车或其他机动车定期外运的处理方式。此方式具有系统简便、运行灵活、节水节能、维护量小等特点,正被越来越多的电厂所采用。

### 8.5 厂外输送方式

厂外输送主要方式有机械运输、汽车运输、水路运输及管道输送等。采用何种方式应根据贮灰渣场类型、电厂与贮灰渣场的距离、高差,以及地形、气象条件等因素,通过技术经济比较后确定。

#### 8.5.1 机械运输

厂外机械运输是指采用带式输送机将灰渣运至贮灰渣场或矿坑的方式,与厂内带式输送机相比,具有输送距离更长、输送量和功率更大的特点。

#### 8.5.2 汽车运输

汽车运输可利用已有公路和社会力量运输灰渣,具有机动灵活、高效率,易管理,基建费用低廉等优点。公路运输可采用电厂备车、自运自管方式,也可利用社会运输能力、对外承包运输。

#### 8.5.3 水路运输

当电厂和灰场之间有水路相通、经技术经济比较后可选用水路运输。水路运输适用于厂内干式除灰渣系统。干灰、渣适用于气力或机械装船、卸船方式,灰渣加水制浆后也可使用水力方式卸灰。采用气力、水力装、卸船时,应采用专用驳船。装、卸码头应设在水位深、变幅小、水域宽广、地质、地形良好、适合船舶停靠的河段上。码头前沿水域不应占用主航道。

卸灰系统应根据灰处理场条件和灰的物理化学性质确定,可采用机械、气力或水力卸灰方式。

#### 8.5.4 管道输送

管道输送可用于气力灰渣输送系统、亦可用于水力灰渣输送系统。当贮灰渣场采用干灰场,通过技术经济比较确认灰场距电厂距离、高差,以及沿途地形等条件均适宜时,可采用气力输送系统通过输灰管道将灰渣直接输送至灰场。输灰管道的技术要求与厂内输送相同。

当贮灰渣场采用水灰场时,应采用灰渣浆泵或柱塞泵通过灰渣浆管道将灰渣输送至灰场。在严寒地区,厂外不宜采用柱塞泵水力输送系统。

### 8.6 除灰渣系统的控制要求

(1) 当除灰渣系统控制室单独设置时,可设在电除尘器的电控楼内。当实现全厂辅助车间集中控制时,除灰渣系统应在发电厂单元控制室内进行控制。

(2) 除灰渣系统控制应按除渣系统和除灰系统分成两个独立的控制系统。

(3) 控制室仪表设置和控制手段安排应满足就地无人值班的要求。

(4) 控制系统硬件可选用可编程控制系统(PLC),其电源应采用冗余配置。

(5) 控制系统选择 PLC 控制方案、DCS 控制方案、现场总线控制方案,应根据工程具体情况经技术经济比较确定。

(6) 就地应设置必要的监视、控制仪表和传感元件。

## 9 烟风煤粉管道设计计算

锅炉的烟风煤粉管道设计,应根据烟风系统、煤粉制备系统及主厂房布置条件进行,做到运行安全可靠、技术先进、经济合理、安装维修方便和可能条件下的美观。详细的设计和计算可参照 DL/T 5121—2000 和 DL/T 5145—2002。

### 9.1 管道选择

锅炉的烟风煤粉管道的规格和设计参数应满足烟风系统、煤粉制备系统正常运行的需要。烟风煤粉管道形状要合理,尽量采用发电厂设计中常用的烟风煤粉管道规格系列,以有利于管道及零部件的标准设计。烟风煤粉管道设计压力 and 设计温度主要影响到材料选用和加固肋计算,煤粉管道的设计压力与燃料特性及系统形式有关,要求按防爆设计压力确定。烟风系统管道设计压力按最大运行及锅炉爆炸工况下可能出现的最大压力来确定。设计温度为管道运行中内部介质可能出现的最高温度,烟风煤粉管道设计温度与燃料特性及系统形式有关,要按有关规定来确定。

烟风系统管道的介质流速应考虑介质特性、设备条件,以及合理节省运行费用和基建投资等因素,烟风煤粉管道的介质设计流速可按照设计规程推荐的流速选用,对于煤粉管道和烟道,还要考虑防止堵粉、过量积灰和磨损的工况。对于非金属材料的吸风道宜选取推荐流速的下限值,根据布置条件,当介质流量较小或单位长度局部阻力较小时,可取推荐流速范围内的较大值。

### 9.2 管道的膨胀及补偿计算

烟风煤粉管道的布置需要满足热补偿的要求,当管道自身不能补偿热膨胀或端点的附加位移,管道需要控制传递振动,以及传递荷载时,应装设补偿器。

补偿器根据补偿材料不同,分为金属波形补偿器和非金属织物补偿器,金属波形补偿器能吸收轴向位移,实用于烟风道及煤粉管道,非金属织物补偿器能吸收轴向、径向及角位移,还能有效地吸收振动,适用于有三向位移的烟风道及需要隔离振动的设备接口上。

### 9.3 管道附件选择和计算

烟风煤粉管道的零部件主要有弯管、法兰、木块分离器、木屑分离器、挡板式换向装置、风机进风箱、煤粉取样装置、煤粉分配弯头及分配器、缩孔、煤粉混合器和所有孔类。

管道的零部件应按所在系统的设计压力 and 设计温度进行设计和选型,应性能良好、结构合理和坚固耐用。

零部件应优先采用典型设计,除非有合理的改进或开发了新颖的结构或材料。

零部件宜由专业的工厂制造,制造零部件的工厂有质量保证措施,零部件出厂前应作必要的试验。

材料、焊接、工艺等均须符合现行的国家、行业等有关标准。

#### 9.4 管道异形件优化选型

异形件是烟风管路连接系统中达到介质转向和合理分配的必不可少的组成部分。其压头消耗份额占系统阻力的很大部分，甚至是绝大部分。优良的异形件设计不但能减少阻力损失，而且能减少运行中的振动和噪声。因此在工程设计中异形件应根据布置条件选择最佳形状，使介质流过这些异形件时阻力为最小，其他所需的性能为最优。

由于异形件的形状各异，其加固肋无固定的加固计算方法可循，设计中可参照相当截面的矩形烟风道的加固肋设置，以满足强度、刚度和振动设计要求。

#### 9.5 管道支吊架

管道支吊架的设置要求如下：

- (1) 支吊架应根据管道布置情况进行分析设置，布点和选型应合理。
- (2) 确定支吊架的间距应综合考虑管道内的介质温度、

管道刚度及主厂房土建结构等条件，支吊架的间距一般宜为6~9m。

(3) 布置支吊点时，宜使各支吊点荷载均匀分配，避免个别支吊架荷载过大或脱空，以便于维护和检修。

(4) 水平弯管两侧的支吊架，应将其中一只设置在靠近弯管的直管段上。

(5) 当大小头两侧的管道截面相差较大时，应在大小头的大截面一端设置支吊架。

(6) 支吊架与管道的焊缝或法兰之间的净距不得小于150mm。

设计支吊架时要考虑在吸收轴向位移的补偿器补偿量分配范围内管道的两端设置固定支架。与设备相连接的管段在设备附近要设置支吊架，以减少设备承受管道的荷载。位于8度及以上地震区的发电厂，支吊架的设置应考虑地震力的影响。露天布置烟风道的支吊架结构强度应考虑风、雪荷载的作用。



## 第4章 汽轮机及其附属系统

### 1 汽轮机的容量、参数和类型选择

#### 1.1 容量

火力发电厂（以下简称发电厂）拟建机组的单机容量等级和台数，一般是根据建厂地区的电网规模、地区的电力负荷和热力负荷发展情况、燃料的供应和运输条件、环境保护的要求和其他建厂条件等，由业主单位与设计单位共同研究提出，经主管部门核准后确定。单机的最大容量一般不应大于电网容量的10%。

#### 1.2 汽轮机类型和参数确定

在机组单机容量等级明确后，汽轮机的出力包括额定出力、经济出力、最大出力；汽轮机类型及参数包括汽轮机结构形式、型号、与锅炉相匹配参数等；通常通过对汽轮机设备的招标、评标工作，择优确定。

当前，国家已将高效、节能、环保作为我国经济发展的基本国策，新建的发电厂应优先选用高参数、大容量汽轮机组，主要是600MW级和1000MW级超临界、超超临界汽轮机组。

在有热力负荷的地区，应按照“以热定电”的原则，选用适当容量、参数和形式的高效率、专用供热式汽轮机组。

汽轮机的类型、功率和蒸汽参数等定义参见DL/T 892—2004《电站汽轮机技术条件》或IEC 60045-1:1991《汽轮机 第1部分：规范》标准。

目前国内大量在建600MW级和1000MW级超临界和超超临界参数的汽轮机，主蒸汽进汽压力有24.2、25、26.25MPa和27MPa，主蒸汽进汽温度有538、566℃或600℃，再热蒸汽进汽温度为566℃或600℃。火力发电厂典型的大型汽轮机的容量和参数见表2.4-1。

表 2.4-1 火力发电厂典型的大型汽轮机的容量和参数

类 型	蒸汽压力 (MPa)	蒸汽温度/再热 蒸汽温度 (℃)	典型机组 容量 (MW)
高压汽轮机	约 9.8	约 500	50~100
超高压汽轮机	13.7	538/538	135
亚临界汽轮机	16.7	538/538	300
超临界汽轮机	24.2	566/566	600
超超临界汽轮机	25~27	600/600	1000

#### 1.3 汽轮机主要性能要求

##### 1.3.1 经济性和可靠性

(1) 在发电厂设计中，除了通过招标要求汽轮机制造厂家提供利用其最先进的技术生产出最先进的产品，以保证其经济性之外，通常还着重从以下两个方面来提高机组的经济性。

1) 热力系统的优化包括主蒸汽和再热蒸汽参数的选定、回热系统的配置、热力系统中辅机的选择等，通过优化设计以达到预定的热耗值或热效率值。

2) 汽轮机排汽端的优化包括根据工程厂址所处地理位置的水文气象条件，确定循环冷却水的设计温度（通常采用年平均水温或加权的年平均水温），根据汽轮机制造商所掌握的成熟末级叶片技术，选择汽轮机的排汽压力，并通过凝汽器面积和循环冷却水量的优化（对二次循环发电厂还应包括冷却塔面积的优化），使汽轮机组和包括循环水系统在内的热经济性达到最优。

(2) 要求汽轮机制造厂家采用成熟技术和经验，使其产品能达到预期的可用率目标。

##### 1.3.2 设计寿命

目前国内对汽轮机组一般均要求按运行30年设计，主要部件如汽缸、转子、叶片、阀体等均应与设计寿命相同。

##### 1.3.3 保证出力

汽轮机应保证下列两种工况的出力：

(1) 额定功率（铭牌功率TRL）。它是指在额定的主蒸汽及再热蒸汽参数、背压11.8kPa绝对压力，补给水率3%及回热系统正常投入的条件下，扣除非同轴励磁、润滑及密封油泵等的功率耗，供方能保证在寿命期内任何时间都能安全连续地在额定功率因数、额定氢压（氢冷发电机）下发电机端输出的功率，通常以此功率作为保证热耗率或汽耗率的功率。

(2) 最大连续功率（TMCR）。它是指在额定的主蒸汽及再热蒸汽参数下，主蒸汽流量与额定功率的进汽量相同，考虑年平均水温等因素规定的背压，补给水率为0%及回热系统正常投入，扣除非同轴励磁、润滑及密封油泵等的功率耗，在额定功率因数、额定氢压（氢冷发电机）下发电机端输出的功率。该功率为供方的保证功率，并能在保证的寿命期内安全连续地运行，该功率也可作为保证热耗率或汽耗率的功率。

##### 1.3.4 保证热耗率

基于某一确定出力（通常为铭牌功率）的工况及规定的热力循环条件下所提供的热耗率。在合同中通常给出验收时的保证热耗率，并指明所采用的验收标准，一般验收试验应按IEC 60953-1:1990《汽轮机热力验收试验规则 第1部分：方法A适用于大容量凝汽式汽轮机的高精度》、IEC 60953-2:1990《汽轮机热力验收试验规则 第2部分：方法B适用于各种类型和容量的汽轮机的较宽精度和范围》或ANSI/ASME PTC6 APP—1982《汽轮机的性能试验规程》条款，其中包括需要商定的修正方法。

##### 1.3.5 振动值

参见DL/T 892—2004或IEC 60045-1:1991。对于3000r/min的汽轮机，在稳定工况下运行时，在轴承箱上沿径向测得的振动双振幅值应不大于25μm。

##### 1.3.6 VWO功率及进汽量

应明确汽轮机调节阀全开（VWO）工况功率，此工

况下的进汽量应为额定功率 (TRL) 进汽量的 1.05~1.03 倍。该进汽量一般对应锅炉最大连续蒸发量 (BMCR)。

### 1.3.7 转速和负荷调整

(1) 转速。汽轮机应能在 97%~101% 的额定转速下持续运行而没有时间和出力限制。各级叶片或叶片—叶轮系统的振动频率都处于合格范围。紧急情况允许在更高或更低转速下运行的数值、限制时间及条件, 应由汽轮机制造厂作出规定或说明。

(2) 负荷调整。机组的允许负荷变化率一般为:

- 1) 在 50%~100% TMCR 负荷范围内每分钟不小于  $\pm 5\%$ 。
- 2) 在 30%~50% TMCR 负荷范围内每分钟不小于  $\pm 3\%$ 。

### 1.3.8 其他性能要求

如启动次数、阶跃负荷次数对寿命的消耗, 偏离额定参数的极限值, 异常运行工况等均应有详细规定, 可参见 DL/T 892—2004 或 IEC 60045-1: 1991。

## 2 主蒸汽、再热蒸汽和旁路系统

不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组, 其主蒸汽系统的设计不尽相同, 例如, 中小容量、蒸汽参数较低的机组不设再热系统、旁路系统, 主蒸汽管采用单元制或母管制连接。供热机组的主蒸汽系统通常采用母管连接。只有大容量、高参数的汽轮机组, 配置有再热和旁路系统, 其系统均为单元制, 以下 2.1~2.3 节的描述以常规的 600MW (或 1000MW) 级的超临界 (或超超临界) 机组作为参考。典型的 600MW 级超临界汽轮机组的主蒸汽、再热蒸汽和旁路系统如图 2.4-1 和图 2.4-2 所示。

### 2.1 系统功能及范围

#### 2.1.1 功能说明

主蒸汽、冷再热蒸汽、热再热蒸汽及旁路等系统输送的蒸汽在机组主要设备之间的流程如下:

- (1) 主蒸汽系统输送高温高压蒸汽从锅炉过热器出口到汽轮机主汽门。
- (2) 冷再热蒸汽系统输送汽轮机高压缸排汽到锅炉再热器进口。
- (3) 热再热蒸汽系统输送高温再热蒸汽从锅炉再热器出口到汽轮机再热汽门。
- (4) 对于二级串联旁路的系统, 汽轮机高压旁路系统从主蒸汽管道输送蒸汽至冷再热蒸汽管道, 低压旁路从热再热蒸汽管道输送蒸汽至凝汽器, 使得机组的启动和停机容易且灵活。

对于一级旁路的系统, 汽轮机旁路系统从主蒸汽管道输送蒸汽至凝汽器。

二级串联的旁路一般可具有下列功能:

- (1) 改善机组启动特性, 提高锅炉在启动过程中的燃烧率, 协助锅炉在最低稳燃负荷条件下升温升压; 使蒸汽温度与汽缸金属温度匹配, 从而缩短机组启动时间和减少寿命损耗。
- (2) 机组正常运行时, 高压旁路装置具有超压安全保护的功能, 可平衡机、炉之间不平衡蒸汽流量, 排放机组在负荷瞬变过渡过程中的剩余蒸汽, 稳定蒸汽压力。锅炉超压时高压旁路开启, 减少压力控制阀 (PCV) 和安全阀起跳频次, 并按照机组主蒸汽压力进行自动调节, 直到恢复正常值。
- (3) 通常能使机组适应定压运行和滑压运行两种方式, 当汽轮机负荷低于锅炉最低不投油稳燃负荷时, 通过旁路装

置的调节, 可允许机组稳定在低负荷状态下运行。

(4) 在启动和减负荷时, 可保护布置在烟温较高区的再热器, 以防烧坏。

(5) 回收工质, 减少噪声。

(6) 对于 100% 容量的高压旁路还担负锅炉过热器安全阀的作用。

#### 2.1.2 系统范围

系统包括为满足上述功能所需的所有管道、阀门、仪表、控制装置及其他组件等。系统流程及范围如图 2.4-1、图 2.4-2 所示。

### 2.2 系统设计准则

(1) 系统要能确保从启动到汽轮机阀门全开的最大负荷之间的各种不同负荷下运行所需的蒸汽流量、压力及温度。

(2) 系统设计以汽轮机阀门全开工况的热平衡图为基础, 并考虑压力、温度的偏差。

(3) 设计压力、设计温度的确定及管径和壁厚的选择计算参见 DL/T 5054—1996《火力发电厂汽管道设计技术规定》、DL/T 5366—2006《火力发电厂汽管道应力计算技术规程》或 ANSI/ASME B31.1—2007《动力管道》的相关规定。

### 2.3 系统说明

#### 2.3.1 主蒸汽

##### 2.3.1.1 管道

蒸汽从锅炉过热器出口联箱接至汽轮机前, 分别接入高压缸左右侧主汽门。

主汽门直接连到汽轮机调节阀汽室。主汽门的主要作用是在汽轮机事故情况下迅速关闭流入汽轮机的主蒸汽, 以及在正常停机情况使用。

对于带调节级的汽轮机, 主蒸汽管道上不设流量测量装置。

对于不带调节级的汽轮机, 应在主蒸汽管道上, 或者在锅炉一级过热器和二级过热器之间设流量测量装置。

主蒸汽管材应根据主蒸汽管道的设计温度选用合适的合金钢。

##### 2.3.1.2 安全阀及 100% 容量的三用阀旁路系统

锅炉过热器出口联箱上应设置安全阀和电磁泄压阀。

如果配有 100% 容量的三用阀旁路系统, 该旁路阀具有替代过热器安全阀的功能, 则锅炉过热器出口联箱可不设安全阀和电磁泄压阀。

##### 2.3.1.3 疏水

疏水系统的设置应符合 DL/T 834—2003《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》或 ANSI/ASME TDP-1—2006《发电用蒸汽轮机防水损坏的推荐实施规程》的要求。

主蒸汽管道应设计有足够排放能力的疏水系统, 以满足汽轮机启动期间及停机后, 及时排出凝结水, 防止进入汽轮机; 在启动暖管期间, 为加速暖管温升, 及时将蒸汽凝结水及冷蒸汽排掉。

气动疏水阀在空气系统失气时应自动开启。

#### 2.3.2 冷再热蒸汽

##### 2.3.2.1 管道

冷再热蒸汽管道从汽轮机高压缸排汽接口接出通往锅炉, 通常在再热器入口联箱前设置喷水减温器, 用于控制再热器进口温度及保护再热器, 该减温器通常由锅炉厂提供, 减温水来自锅炉给水泵的中间抽头。





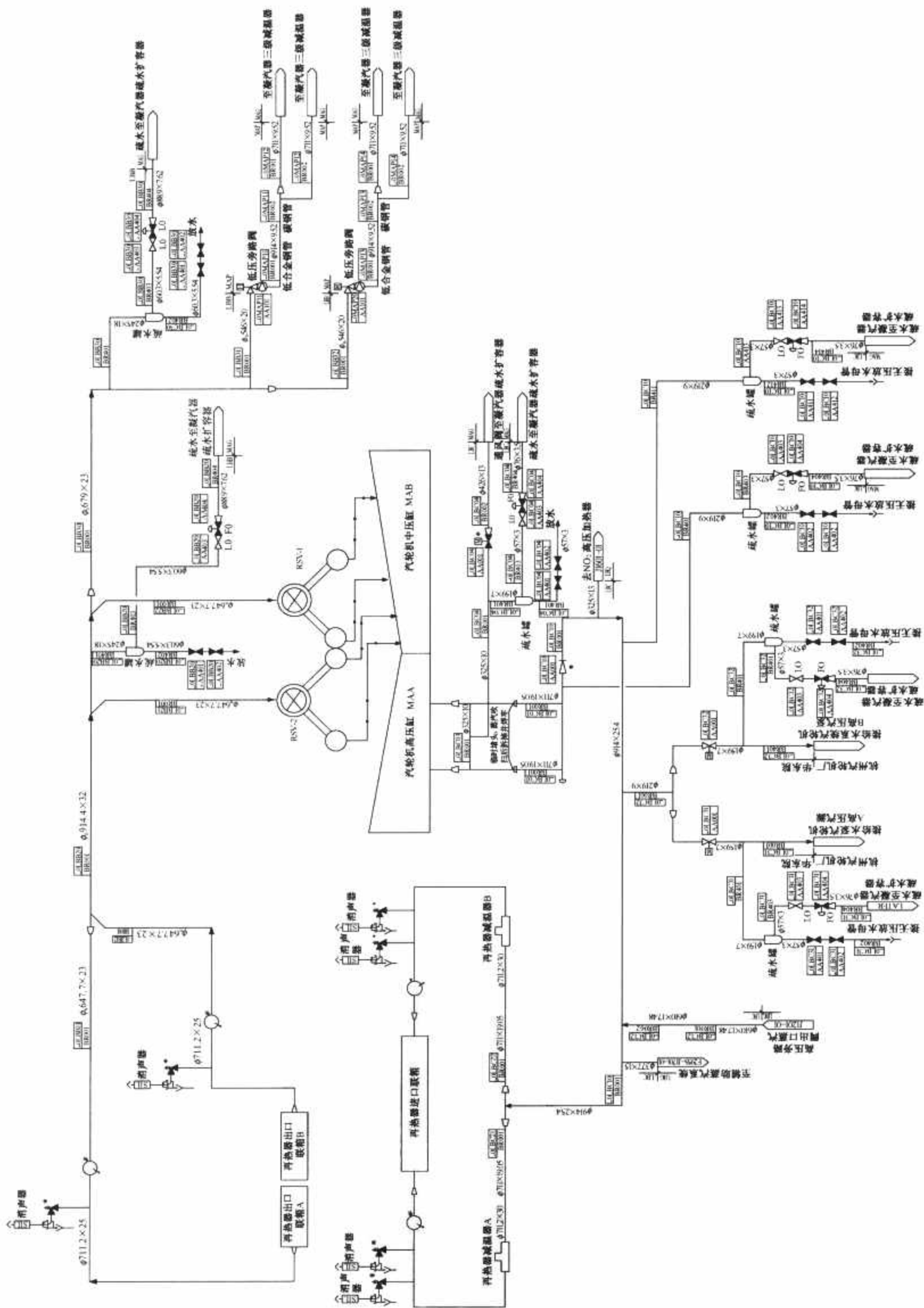


图 2.4-2 低温再热、高温再热蒸汽和低压旁路系统



在靠近汽轮机侧的高压缸排汽管上,通常装有气动控制止回阀,以便在事故情况下切断,防止蒸汽返回到汽轮机,引起汽轮机超速。

有些汽轮机厂要求在止回阀前设置通风阀系统,在机组启动工况或事故状况下,高压调节汽门关闭而低压旁路在投入运行时,可能出现高压缸压差低,排汽流量小,从而引起高压缸排汽超温时,开启该系统将蒸汽排入凝汽器。

冷再热蒸汽总管上分别接出一路蒸汽供给高压加热器,一路蒸汽经调节阀供给全厂辅助蒸汽系统,一路蒸汽供给给水泵汽轮机作为高压汽源。

### 2.3.2.2 安全阀

在再热器进、出口管道上均应设置安全阀。具体要求见 DL 612—1996《电力工业锅炉压力容器监测规程》或 2007 ASME《锅炉及压力容器规范 第一卷 动力锅炉》中的规定。

### 2.3.2.3 疏水

疏水系统的设置应符合 DL/T 834—2003 或 ANSI/ASME TDP-1—2006 的要求。

汽轮机发生进水损害的事故大多数是由于冷再热蒸汽管道带水所造成的。这些水通常是由于:①再热器喷水减温器的减温水系统故障时,有过量的减温水进入冷再热管道。②从冷段再热蒸汽抽汽的高压加热器,当管束破裂时,可能有大量给水进入冷再热管道。

这些进入冷再热管道的水量是很大的,完全依赖疏水系统排出所有的水是不现实的,因此疏水系统应有报警信号,通知运行人员采取措施,以防止汽轮机进水。

每根冷再热蒸汽管道的每个低位点均应设置 1 个疏水罐,疏水罐应尽可能靠近汽轮机。疏水罐应由直径不应小于 159mm 的钢管制成。

气动疏水阀在空气系统失气时应自动开启。

### 2.3.3 热再热蒸汽

#### 2.3.3.1 管道

热再热蒸汽管道从锅炉再热器出口引出,接至汽轮机前,分别接入汽轮机中压缸左右侧再热汽门。

再热汽门的作用是当汽轮机跳闸时快速切断从锅炉再热器到中压缸的热再热蒸汽,以防汽轮机超速。

热再热蒸汽管材应根据热再热蒸汽管道的设计温度选用合适的合金钢。

#### 2.3.3.2 安全阀

锅炉再热器出口的每根热再热蒸汽管道上至少应安装 1 只安全阀,再热器出口安全阀的排放能力不得小于再热器进出口总排放能力的 15%,在再热器出口安装安全阀是为了保证安全阀动作时有足够的蒸汽流经再热器,防止再热器管束超温。具体要求见 ASME 有关动力锅炉中的规定。

#### 2.3.3.3 疏水

疏水系统的设置应符合 DL/T 834—2003 或 ANSI/ASME TDP-1—2006 的要求。

热再热蒸汽管道应设计有足够排放能力的疏水系统,以满足汽轮机启动、冲转、低负荷期间及停机后,及时排出凝结水,防止进入汽轮机,以及在启动暖管期间,为加速暖管温升,及时将蒸汽凝结水及冷蒸汽排掉。

热再热蒸汽管道的所有低点均应装设疏水装置。

气动疏水阀在空气系统失气时应自动开启。

### 2.3.4 旁路系统

#### 2.3.4.1 系统配置

常见的旁路系统配置有二级串联旁路和一级大旁路两种

方式。旁路的容量一般按满足锅炉启动时建立最低稳流负荷的要求配置,约为 35%~40% 锅炉最大连续蒸发量 (BMCR),也可配置 100% BMCR 的大容量旁路,此时旁路阀具有替代过热器安全阀的功能,通常还能实现快速减负荷 (FCB) 功能,即当汽轮机突然甩 100% 负荷时,机组可带厂用电运行。

#### 2.3.4.2 功能

(1) 旁路装置应具备下列三种保护功能。

1) 高压旁路对新蒸汽管系的安全保护功能。当机组在运行中,主蒸汽压力超过设定值,高压旁路阀应能自动开启。当压力恢复到额定值及以下时,高压旁路阀自动关闭。

2) 低压旁路对再热蒸汽管系的安全保护功能。当再热蒸汽压力超过再热器压力的设定值时,低压旁路阀应迅速开启向凝汽器泄流降压。当压力恢复至正常值后,低压旁路阀将自动关闭。

3) 低压旁路对凝汽器的安全保护功能。当机组在启动或运行中有下列情况之一发生时,低压旁路阀应能自动快速关闭:①凝汽器真空下降到设定值;②凝汽器温度高于设定值;③凝汽器热井水位高于设定值;④低压旁路出口压力或温度高于设定值;⑤低压旁路减温水的压力低于设定值。

(2) 旁路装置应具有下列联动保护手段。

1) 旁路喷水调节阀打不开,则旁路阀应关闭。对于 100% 容量,具有安全阀功能的旁路,当主蒸汽压力超过设定值时,即使喷水调节阀打不开,旁路阀也应能开启。

2) 高压旁路喷水阀不能超前于旁路阀开启,而应稍滞后开启。

3) 当高压旁路阀快速关闭时,其喷水调节阀则应同时或超前关闭,并应自动闭锁温度自控系统。

4) 低压旁路阀快速打开时,其喷水阀应稍超前开启。

5) 当低压旁路阀快速关闭时,高压旁路则不需随动,但可手动(遥控)快速关闭。

(3) 对于电动旁路阀系统,当正在动作时,控制电源突然断电,此时各阀门应能停留在断电前的位置。

## 3 凝结水系统

不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其凝结水系统的设计没有大的差异,仅低压加热器的级数、列数(单列或双列)及系统的设计参数略有不同。以下 3.1~3.3 节的描述,以常规的 600MW (或 1000MW) 级的超临界(或超超临界)机组作为参考。典型的 600MW 级超临界汽轮机组的凝结水系统如图 2.4-3 所示。

### 3.1 系统功能及范围

#### 3.1.1 功能说明

凝结水系统是将凝结水从凝汽器热井输送到除氧器。在此过程中,凝结水进行了加热、除氧、化学处理和杂质净化。

凝结水在低压加热器和除氧器内用汽轮机抽汽进行加热。凝结水的回热加热提高了热力循环效率。

凝结水除氧是为了排除氧气和其他不凝结的气体,以防止金属腐蚀及形成气体堵塞。凝结水在凝汽器和除氧器内实现除氧。

凝结水通过注入联氨进行化学处理,控制 pH 值,并清除残余的氧气,从而使腐蚀减少到最小程度。

凝结水净化是在精处理装置内进行的,以排除杂质和控制溶解固形物质的浓度。

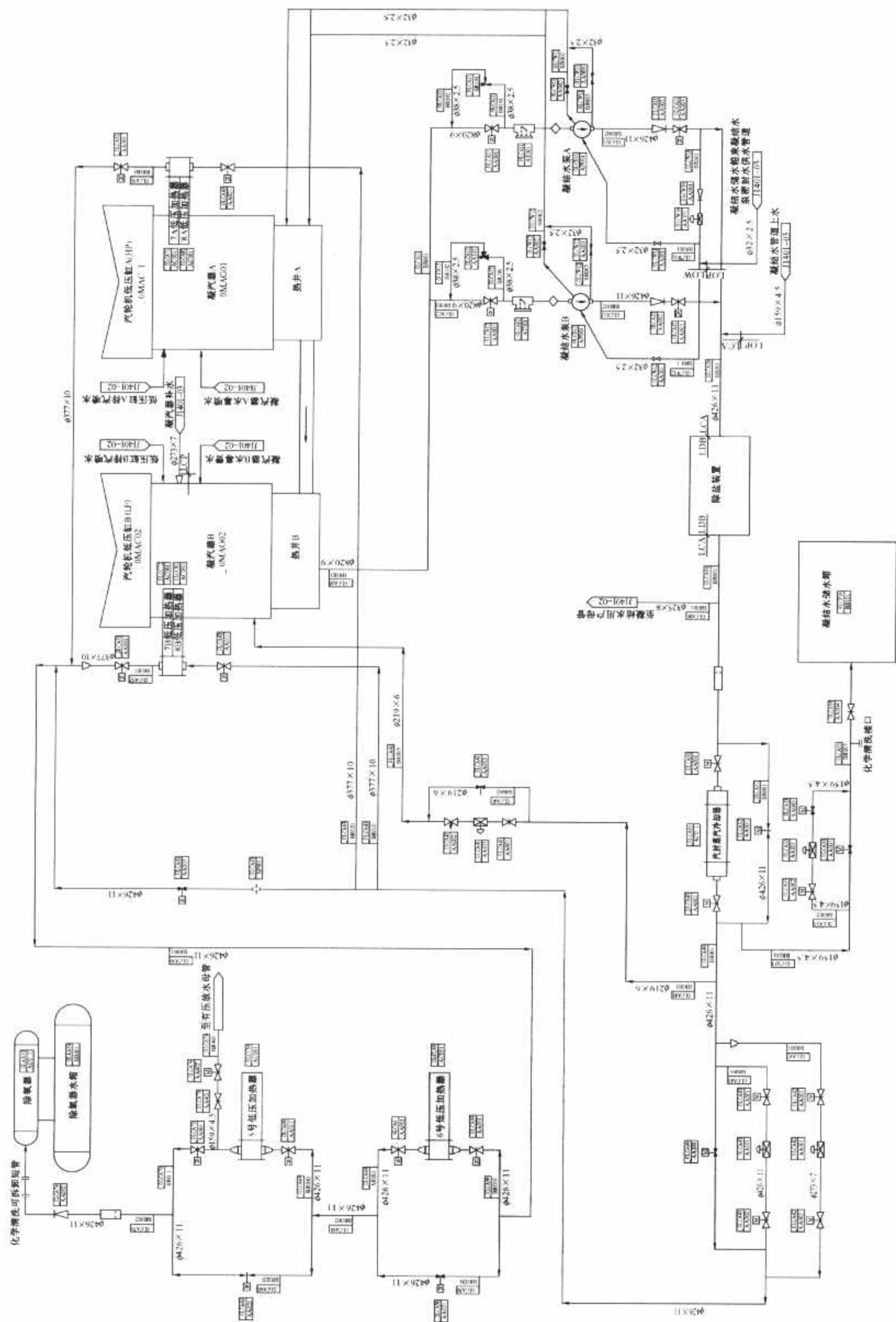


图 2.4-3 凝结水系统



凝结水系统还为各种减温器提供减温水,并提供设备的密封水及杂项系统的补充水。

### 3.1.2 系统范围

凝结水系统包括了完成 3.1.1 节所说明功能的所有管道和部件。

凝结水系统还包括补充水系统、启动供水系统、凝结水储存水箱、凝结水输送泵和有关管道。

## 3.2 系统设计准则

系统设计以汽轮机阀门全开工况的热平衡图为基础。

设计压力、设计温度的确定及管径和壁厚的选择计算参见 DL/T 5054—1996。

主凝结水系统主要设备类型和数量的设计原则如下:

2 台 100% (或 3 台 50%) 容量,电动,立式筒型主凝结水泵,1 台 (或 2 台) 运行,1 台自启动备用。一般凝结水泵都按定速泵配置,近年来为节约能源,也有采用变频泵的,设置 1 套变频装置,可在各泵间切换运行。凝结水系统中除氧器和凝汽器的水位通过凝结水系统中的调节阀调节。

大容量机组的主凝汽器一般为双壳体、双背压的,也有采用单背压的。

凝结水系统设置 4 台全容量表面式低压加热器、1 台除氧器。其中 8 号、7 号低压加热器置于凝汽器接颈部位。

设置 1 台轴封加热器和 1 套精处理装置。

每台机组设 1 只凝结水储存水箱和 2 台凝结水输送泵。

## 3.3 系统说明

在凝汽器热井和除氧器之间的凝结水流程依序经过下列设备:凝结水泵;精处理装置;轴封加热器;装设在凝汽器颈部的 8 号、7 号低压加热器;6 号低压加热器;5 号低压加热器;除氧器。

### 3.3.1 凝汽器

凝汽器壳体与汽轮机低压缸的排汽管连接。凝汽器安装在汽轮机下部,在运转层和底层之间。

对于双背压凝汽器,2 个壳体串联在循环水系统中,所以 2 只凝汽器壳体内部的蒸汽冷凝压力不同。对于单背压凝汽器,2 个壳体并联在循环水系统中,2 只凝汽器壳体内部的蒸汽冷凝压力相同。凝汽器的设计条件以 TMCR 工况为设计工况,并以 VWO 工况为校核工况,凝汽器的面积应和循环水系统、汽轮机的低压缸一起进行冷端优化设计。

凝汽器管材应根据循环水的水质来确定,对于以海水为循环水的凝汽器常用钛管,对于以淡水为循环水的常用不锈钢管。

凝汽器的设计应按 JB/T 10085—1999《汽轮机凝汽器技术条件》。

### 3.3.2 凝结水泵

2 台 100% (或 3 台 50%) 容量凝结水泵为电动机驱动的立式筒型离心泵,安装在靠近凝汽器的凝结水泵坑内。在正常情况下,1 台 (或 2 台) 运行,1 台自启动备用。凝结水泵提升凝结水压力用以克服管道和设备的压力损失,以及凝汽器与除氧器的压力差和标高差。

凝结水泵扬程、容量的选取参见 DL 5000—2000。

凝汽器热井中的凝结水接至凝结水泵入口,在每台泵的进水管道上装有隔离蝶阀、T 形滤网、安全泄压阀和补偿器。滤网可防止从热井带出的杂质进入泵内,滤芯可取出清洗。靠近泵进口法兰处装有补偿器。泵进口隔离阀和泵入口之间装有泄压阀,以防泵出口止回阀和出口隔离阀的泄漏回

水,造成补偿器超压。泄压阀的出口用管子接到泵进口隔离阀的进水侧。

每台泵的出口管道装有止回阀和电动闸阀各 1 只。

在轴封加热器之后的凝结水管道上装设返回到凝汽器的再循环管路以确保通过凝结水泵和轴封加热器的最小流量。

### 3.3.3 精处理装置

运行中的凝结水杂质主要来源于凝汽器管子的泄漏。精处理装置的作用是净化凝结水的杂质和控制溶解固形物的浓度。

为了检修和运行的灵活性,精处理装置进、出口设隔离阀并设有旁路,当 1 台或更多的精处理罐需要停运时,部分或全部凝结水可通过旁路。

### 3.3.4 轴封加热器

凝结水经过精处理之后,进入轴封加热器。轴封加热器是一种表面式热交换器,它冷凝主汽轮机轴封漏汽和阀杆漏汽。由排气风机维持微真空状态,轴封漏汽在轴封加热器的壳侧冷凝,并排出空气和其他不凝结气体至大气。轴封加热器的管侧为凝结水,轴封加热器进、出口设隔离阀。

### 3.3.5 凝结水系统溢水装置

当凝结水系统水量变化而导致凝汽器或除氧器的水位过高,则将凝结水系统溢水阀打开,将凝结水排至凝结水储存水箱。当水位恢复正常时,调节阀自动关闭。凝结水系统溢水管路装设在轴封加热器的出口管线上。该管路上设置有 2 只隔离阀、1 只气动调节阀和 1 只止回阀。

### 3.3.6 凝结水最小流量再循环装置

凝结水系统的最小流量再循环管路接自轴封加热器的出水管路上,排入主凝汽器。最小流量再循环是为了保护凝结水泵和轴封加热器而设置的。流量按凝结水泵和轴封加热器需要的最小流量,取两者中的大值。

最小流量再循环管路上设置有 2 只手动隔离阀、1 只气动调节阀和 1 只手动旁路阀。调节阀根据装设在凝结水泵出口总管上的流量测量装置的信号进行调节。

### 3.3.7 凝结水补水系统

凝结水补水系统为凝结水系统补充水和启动注水,每台机组设置 1 只露天布置的凝结水储存水箱。该凝结水箱亦接受从凝结水系统来的多余凝结水。

凝结水储存水箱的补充水来自化学除盐水系统。

至凝汽器热井的补充水管路上装设 2 台凝结水输送泵。在启动阶段,由凝结水输送泵提供凝结水系统的注水和补水。凝结水输送泵的入口管上装有滤网,以防止杂质进入泵内。泵出口设最小流量再循环管路,以确保凝结水输送泵通过最小流量,再循环管路回水到凝结水储存水箱。当汽轮机正常运行时,凝汽器的真空产生足够的压力差,使补充水能从储存水箱自流到凝汽器而不用输送泵,为此设置一路带有 1 只止回阀的旁路。当自动补水旁路无法满足补水流量时,凝结水输送泵将启动补水。凝结水输送泵用于凝结水系统、闭式冷却水系统、发电机定子水系统的启动注水和正常补水。

在启动第 1 台凝结水泵之前,应先启动凝结水输送泵,为凝结水泵提供密封水,而系统正常运行后则由凝结水泵出口管道提供密封水。

### 3.3.8 低压加热器

低压加热器是一种表面式热交换器。

低压加热器按汽轮机组 VWO 工况进行设计。

低压加热器的设计应按 JB/T 8184—1999《汽轮机低压给水加热器技术条件》。

汽轮机低压抽汽使流过管束的凝结水被加热,并在加热器壳体内凝结。凝结水经主、副水位调节阀后顺次经过8、7、6、5号低压加热器,最后进入除氧器。其中8、7号低压加热器通常卧置于凝汽器接颈部位,与凝汽器成为一体,并共同采用电动阀旁路系统;6、5号低压加热器为卧式、双流程形式,2台低加可分别或共同采用电动隔离阀的旁路系统。如某个加热器出现水位过高或其他故障,则可关闭相应回路的前后隔离阀,同时开启相应的旁路阀,以防止水从泄漏的加热器进入汽轮机。

为防止凝结水倒流,在除氧器的进水侧装设1只止回阀。

对可单独隔离的低压加热器或加热器组,在其出口管道上应各装设1只泄压阀,防止当前后隔离阀关闭时凝结水由于膨胀造成超压。

### 3.3.9 杂项系统

在轴封加热器之后的凝结水管路上接出一凝结水杂项用水母管,向以下杂项系统等提供凝结水:

- (1) 闭式冷却水系统补充水。
- (2) 轴封蒸汽减温器喷水。
- (3) 辅助蒸汽减温器喷水。
- (4) 汽轮机低压旁路蒸汽减温装置喷水。
- (5) 疏水扩容器喷水。
- (6) 主汽轮机和给水泵汽轮机密封水。
- (7) 发电机定子水系统补水。
- (8) 真空泵补水。

## 4 给水系统

不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其给水系统的设计不尽相同,例如:对高压供热机组的给水系统常采用母管制系统;对中间再热凝汽式机组或中间再热供热式机组,其给水系统采用单元制系统。小容量的机组由于采用电动定速给水泵,靠调节阀来控制给水流量,所以,通常还设有给水操作台,而大容量、高参数的汽轮机组一般正常运行的给水均采用汽动给水泵,靠调节汽轮机转速来控制给水流量,所以不设给水操作台。以下4.1~4.3节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界汽轮机组的给水系统如图2.4-4所示。

### 4.1 系统功能及范围

#### 4.1.1 功能说明

给水系统的作用是将经过精处理和除氧后的凝结水从除氧器输送至锅炉省煤器入口。在此过程中利用汽轮机抽汽加热给水以提高热力循环效率。

高压加热器后的给水还提供高压旁路的减温水和锅炉过热器减温水。

给水泵中间抽头提供锅炉再热器减温喷水,减温水接至再热器前的减温器上。

#### 4.1.2 系统范围

给水系统包括完成4.1.1节所说明功能的所有管道和部件,系统可分解为低压给水、中压给水、高压给水、给水泵再循环系统、过热器减温水、主蒸汽高压旁路减温水、再热器减温水系统等。

### 4.2 系统设计准则

系统设计以汽轮机阀门全开工况的热平衡图为基础。

设计压力、设计温度的确定及管径和壁厚的选择计算参见DL/T 5054—1996。

给水系统主要设备类型和数量的设计准则如下:

1台卧式除氧器的总容量应根据锅炉最大给水消耗量选择。除氧给水箱的有效容积一般按不小于5min的锅炉最大连续蒸发量时的给水消耗量选取。

宜配置2台容量为最大给水量50%的变速、卧式汽动给水泵及1台容量为最大给水量25%~35%的调速电动给水泵作为启动和备用给水泵。给水泵扬程、容量的选取参见DL 5000—2000。对于1000MW级机组,国外还有设1台容量为100%的变速、卧式汽动给水泵,加2台40%~50%电动给水泵或不设电动泵的配置方案。

3台100%容量(或50%容量双列)的卧式高压加热器串联运行,设液动大旁路系统,当任1台高压加热器故障时,3台高压加热器可同时从系统中退出。高压给水加热器为卧式表面凝结型换热器,高压加热器的设计应按JB/T 8190—1999《高压加热器技术条件》。

### 4.3 系统说明

正常运行中,给水从除氧器出口到锅炉省煤器入口依序流经下列设备:汽动给水泵前置泵;汽动给水泵;3号高压加热器;2号高压加热器;1号高压加热器。

#### 4.3.1 除氧器及除氧给水箱

通常,除氧器设置在除氧给水箱的上部,近年来,无头除氧器已在国内600MW机组中广泛采用,并有了较好的运行业绩。

除氧器的设计应按能源安保[1991]709号《电站压力式除氧器安全技术规定》或JB/T 10325—2002《锅炉除氧器技术条件》。

#### 4.3.2 给水前置泵

给水前置泵的作用是提高给水泵入口侧的给水压力,以满足给水泵所需的汽蚀余量要求。前置泵是低转速、低扬程的水泵,它的汽蚀余量的要求较低,从而使除氧给水箱的布置标高可以降低。

每台给水泵应单独配置1台给水前置泵,可以同一轴系连接,也可以单独设置。每台前置泵吸水管上装设1只电动闸阀和1只滤网,由于前置泵和给水泵是同时启停的,因此前置泵出口至给水泵主泵入口之间的管道上不装设隔断阀门。

#### 4.3.3 汽动给水泵

大容量汽轮发电机组较多采用汽动给水泵,对于抽汽供热机组或空冷机组通常采用电动给水泵。一般每台机组配置2台50%容量的汽动给水泵,由2台变速给水泵汽轮机驱动。给水泵汽轮机以主汽轮机中压缸抽汽或排汽作为正常运行汽源,再热冷段蒸汽作为启动和低负荷时的备用汽源,辅助蒸汽作为启动调试汽源。

汽动给水泵进口安装1个由给水泵制造厂提供的细滤网,以保护给水泵安全运转。

汽动给水泵出口装设1只止回阀和1只电动隔离阀。止回阀前接出1路最小流量再循环管返回到除氧器。

给水泵的中间抽头供再热蒸汽减温器喷水。

如果过热器减温水要求的压力高于给水母管的压力,则给水泵需设置增压级。

#### 4.3.4 高压加热器

1、2、3号高压加热器为100%容量(或50%容量双列)、卧式双流程,均设有3个加热段,即过热蒸汽冷却段、冷凝段和疏水冷却段。给水在管束内流动加热。



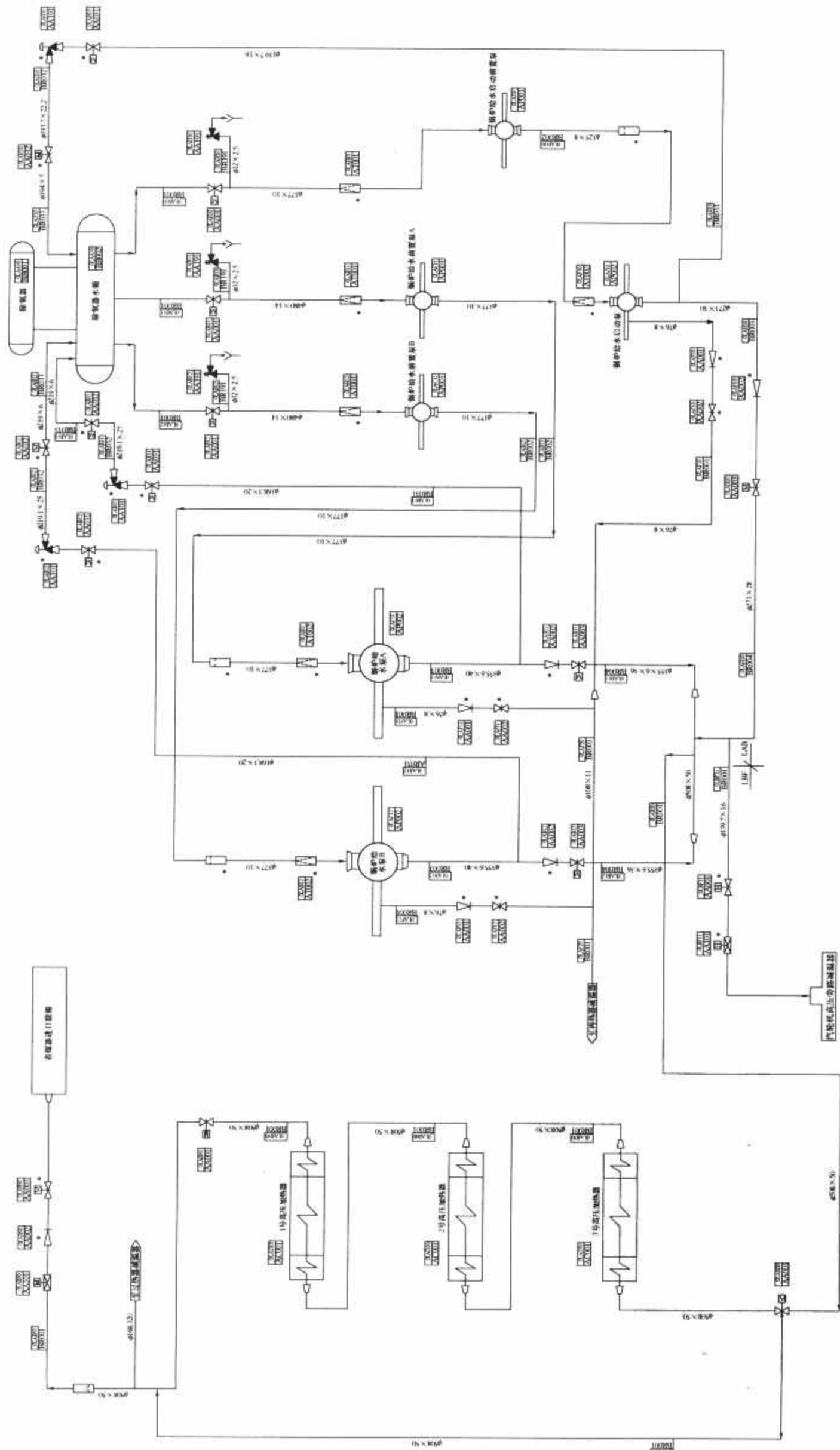


图 2.4-4 给水系统

3台高压加热器宜设置大旁路。旁路阀和3台高压加热器的水位信号联锁,任何1台高压加热器故障,汽侧出现过高水位危及机组安全运行时,高压加热器进口阀和出口阀均能自动快速动作,给水通过三通阀旁路向锅炉供水,高压加热器解列停运。高压加热器解列后,机组仍能达到额定出力。

旁路阀动作速度应按 DL/T 834—2003 或 ANSI/ASME TDP-1—2006 的要求执行。

为了防止高压加热器停运后,由于抽汽关断阀可能泄漏,继续加热管束内的给水,而引起水侧超压,高压加热器制造厂提供有水侧安全阀。

#### 4.3.5 高压加热器至省煤器进口管道

从高压加热器出口至锅炉省煤器进口之间的给水管道上设置有主蒸汽高压旁路减温水接口、给水流量测量装置、止回阀、锅炉过热器减温水接口、电动隔离阀。

锅炉省煤器入口前的电动隔离阀设有调节旁路,该旁路的功能是在低负荷时调节流量和增加过热器减温水与喷入点之间的压差,以保证减温效果。

#### 4.3.6 给水泵最小流量再循环管

给水泵出口设置再循环管,该管从止回阀前接出排至除氧器。再循环管道上装有1套最小流量调节装置和手动隔离闸阀,调节装置的信号取自中压给水管上的流量测量装置,保证给水泵出力不小于给水泵制造厂所要求的最小流量。前置泵出口不设最小流量再循环管路。

#### 4.3.7 给水泵暖泵

给水泵暖泵的方式和要求应根据给水泵制造厂的详细要求来设置。

#### 4.3.8 给水泵中间抽头

给水泵引出一路中间抽头供锅炉再热蒸汽减温器喷水。抽出管路上装1只止回阀和1只手动隔离阀。

### 5 抽汽系统

不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其抽汽系统的设计没有大的差异,仅抽汽的级数、系统的设计参数有所不同。以下5.1~5.3节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界汽轮机组的抽汽系统如图2.4-5所示。

#### 5.1 系统功能及范围

##### 5.1.1 功能说明

抽汽系统从汽轮机不同的压力级抽取蒸汽,供给到指定的加热器和其他用汽设备,达到以下目的:

- (1) 加热给水和凝结水以提高发电厂热效率。
- (2) 减少给水和炉管金属温差,减小对锅炉金属的热冲击。
- (3) 除去凝结水中的氧和其他不凝结的气体。
- (4) 驱动锅炉给水泵汽轮机。
- (5) 向辅助蒸汽系统供汽。

##### 5.1.2 系统范围

系统包括从汽轮机抽汽口至各加热器、给水泵汽轮机等用汽设备所需的全部管道、管件、阀门和附件等。

#### 5.2 系统设计准则

系统设计以汽轮机阀门全开工况的热平衡图为基础。

设计压力、设计温度的确定及管径和壁厚的选择计算参见 DL/T 5054—1996。

#### 5.2.1 运行要求

抽汽系统应能从允许的汽轮发电机最低负荷到最大负荷的全部范围内运行。全部加热器必须投入运行以保证汽轮机在设计热效率下的机组出力。

抽汽系统的设计允许部分加热器解列运行。解列加热器的数量多少,会对汽轮机组的工况,包括热耗、出力、相邻加热器的抽汽量和运行带来影响。解列方式取决于汽轮机制造厂。

锅炉给水泵汽轮机的汽源一般采用具有高、低压双路进汽的切换进汽方式,正常运行时,由主汽轮机的抽汽供给,低负荷时由冷再热蒸汽供给。给水泵汽轮机的排汽通常直接排入主凝汽器。

#### 5.2.2 汽轮机超速保护

汽轮机甩负荷后,汽轮机内部蒸汽压力将衰减,如不设保护,在加热器和除氧器内的水将瞬间变为蒸汽返回汽轮机引起超速。汽轮机超速的另外原因是与抽汽管道有连接的外部因素有关,如接入除氧器的辅助蒸汽,进入给水泵汽轮机的再热冷段蒸汽等,在机组启动、低负荷运行、汽轮机突然甩负荷或停机时,有可能进入抽汽管道。

为了避免上述事故的发生,供给除氧器、给水泵汽轮机的抽汽管道在总管上串联装设了2只强制关闭的自动止回阀(气动控制),每路支管设1只插板式止回阀保护。因7、8号低压加热器设置在凝汽器内,其抽汽压力较低,故可不考虑装设阀门。其余各级抽汽管道上均设置了气动止回阀和电动隔离阀。止回阀应尽量靠近汽轮机安装,以降低止回阀前抽汽管道内能量的储存。

甩负荷或由于其他原因危及设备安全引起汽轮机跳闸时,应联锁关闭所有抽汽管道上的气动止回阀和电动隔离阀。

#### 5.2.3 汽轮机防进水保护

抽汽系统是可能将水引入汽轮机的主要途径,主要原因有:给水加热器管束泄漏;加热器水位调节故障或不适当;抽汽管内积水。

为了避免由于上述原因造成的事故发生,在汽轮机跳闸或加热器壳体内达到较高水位时,电动隔离阀及止回阀两者均应关闭。电动隔离阀是汽轮机防进水保护的主要手段。止回阀主要用于汽轮机超速保护并作为防进水的二级保护。

止回阀前和抽汽隔离阀后管道低位点,以及管道其他低位点应设置合适的疏水装置,以及时排出管道中的凝结水。

#### 5.3 系统说明

高参数、大容量机组一般采用八级非调整抽汽(包括高压缸排汽)。汽轮机高压缸抽汽和排汽分别供给1号和2号两级高压加热器。汽轮机中压缸抽汽和低压缸抽汽分别供给3号高压加热器、除氧器、锅炉给水泵汽轮机,以及5~8号低压加热器。

##### 5.3.1 一段抽汽

一段抽汽来自汽轮机高压缸。抽汽管上装设有动力控制(气动)的止回阀和电动隔离阀。

##### 5.3.2 二段抽汽

二段抽汽从再热冷段管道上接出。管道上装设有动力控制(气动)的止回阀和电动隔离阀。

##### 5.3.3 三段抽汽

三段抽汽来自汽轮机中压缸。抽汽管上装设有动力控制(气动)的止回阀和电动隔离阀。



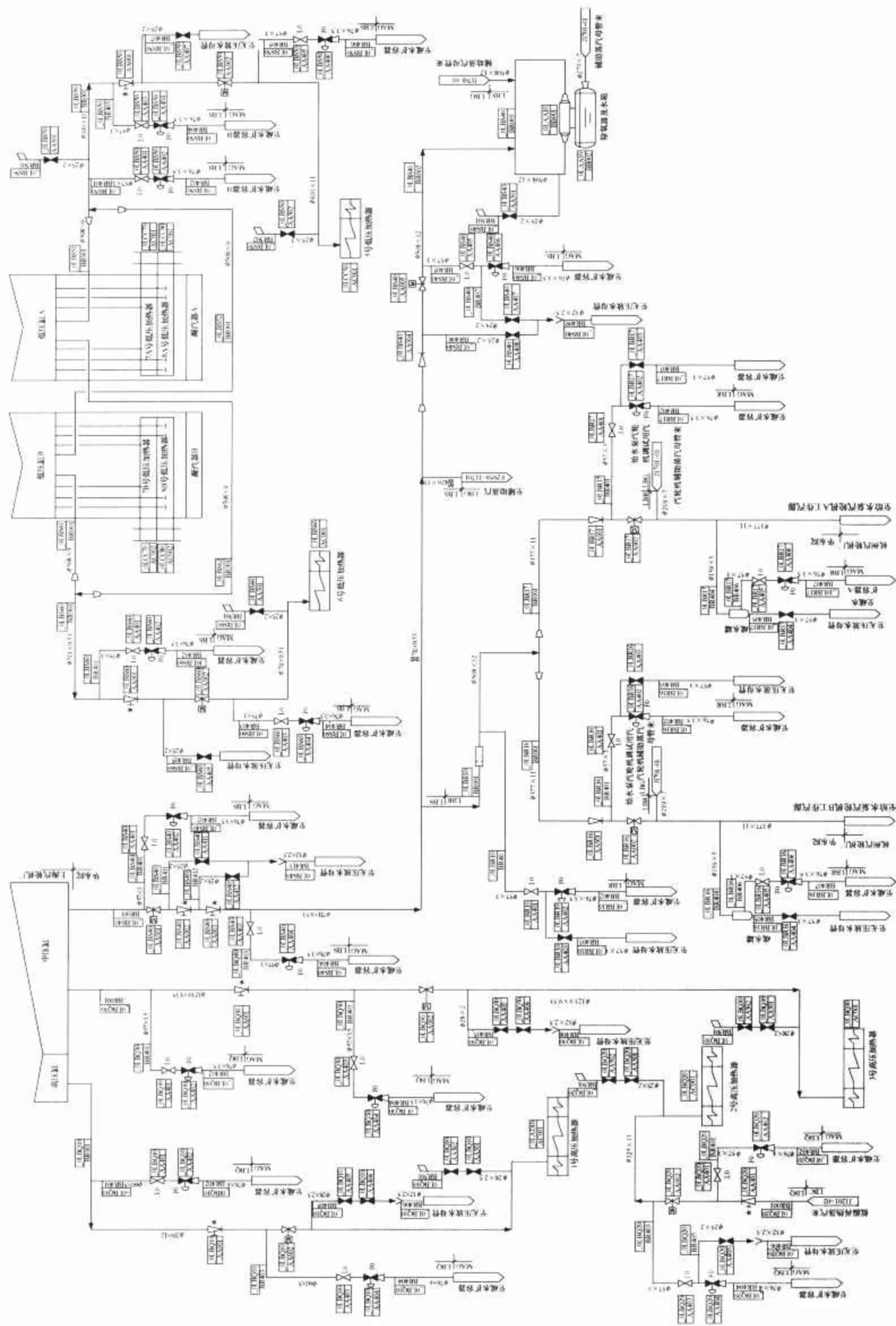


图 2.4-5 抽汽系统

#### 5.3.4 四段抽汽

四段抽汽一般为汽轮机中压缸排汽,除供给除氧器用汽外,还同时供给水泵汽轮机正常运行用汽。

抽汽总管上设置2只气动止回阀,靠近汽轮机布置。至除氧器的支管上设置了1只电动隔离阀和1只止回阀。

除氧器正常运行时由四段抽汽供给,启动时给水加热除氧和低负荷时稳压覆盖由辅助蒸汽供给。

#### 5.3.5 五段抽汽

五段抽汽一般为汽轮机低压缸抽汽,抽汽分别从2个低压缸通过凝汽器接出合并成1根总管后接至加热器,抽汽管上装设有气动的止回阀和电动隔离阀。

#### 5.3.6 六段抽汽

六段抽汽一般为汽轮机低压缸抽汽,抽汽分别从2个低压缸通过凝汽器接出合并成1根总管后接至加热器,抽汽管上装设有气动的止回阀和电动隔离阀。

上述各段抽汽管道上的气动止回阀及与电动隔离阀之间和前后的管道最低点均应分别设置1套疏水管路,每套疏水管路上应设置动力操作的疏水阀。疏水均应单独排放。

#### 5.3.7 七段抽汽/八段抽汽

七段抽汽/八段抽汽管全部布置在凝汽器的喉部内部。管道上不设阀门,也没有疏水管,抽汽管道由凝汽器制造厂设计并供货。

#### 5.3.8 锅炉给水泵汽轮机汽源

抽汽至给水泵汽轮机的管道,从至除氧器的抽汽总管上接出,管道上装设有流量测量装置、电动隔离阀和止回阀。止回阀是为了防止高压汽源切换时高压蒸汽串入抽汽系统。当给水泵汽轮机在低负荷运行使用高压汽源时,该管道亦将处于热备用状态。给水泵汽轮机低压进汽管道上还接有来自全厂辅助蒸汽母管的蒸汽管道,作为调试汽源。

隔离阀前和止回阀后分别设置了1套连续疏水装置。每套疏水系统设1路配备自动疏水阀和截止阀的疏水管和1路配置气动疏水阀的疏水管。保证排出管道中的凝结水并确保至给水泵汽轮机的管道处于暖管状态,为运行准备条件。

给水泵汽轮机采用双汽源切换设计,正常运行时由四段抽汽供汽,若主汽轮机负荷降低,四段抽汽参数不足以驱动给水泵汽轮机时,冷再热蒸汽调节阀自动开启,向给水泵汽轮机供汽,低压供汽阀自动关闭。在冷再热蒸汽供汽期间,低压供汽管道处于热备用状态。

给水泵汽轮机在启动前,应关闭给水泵汽轮机低压供汽管道上电动隔离阀,开启疏水阀,对此管道进行暖管并充分疏水。随着机组负荷升高,当再热冷段蒸汽的参数满足给水泵汽轮机进汽要求时,开启给水泵汽轮机高压进汽阀供汽。随着机组负荷的升高,当四段抽汽参数能满足给水泵汽轮机进汽要求时,打开电动隔离阀切换至四段抽汽供汽。低负荷期间,冷再热蒸汽作为备用汽源供给水泵汽轮机用汽。

#### 5.3.9 加热器停运

由于加热器故障或其他原因从运行中切除时,水侧切换至旁路管道运行,汽侧联锁关闭气动止回阀和电动隔离阀。当加热器壳侧出现最高水位时,气动疏水阀应自动打开。高压加热器中任意1台解列,其余2台也同时解列停运。5号和6号及7号和8号中任意1台加热器解列,另外1台加热器也同时解列。

### 6 辅助蒸汽系统

对于不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其辅助蒸汽系统的设计差异不大,仅系统的设计参数略有不同。

以下6.1~6.3节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界汽轮机组的辅助蒸汽系统如图2.4-6所示。

#### 6.1 系统功能及范围

##### 6.1.1 功能说明

通常2台机组或全厂的辅助蒸汽系统设一母管,为下列用汽点供应蒸汽:

- (1) 除氧器启停过程中的加热、除氧用蒸汽。
- (2) 给水泵汽轮机调试用蒸汽。
- (3) 主汽轮机轴封用蒸汽。
- (4) 给水泵汽轮机轴封用蒸汽。
- (5) 空气预热器吹灰用蒸汽。
- (6) 磨煤机灭火用蒸汽。
- (7) 脱硫系统用蒸汽。
- (8) 烟气再热器加热烟汽用蒸汽。
- (9) 发电厂暖气及热水供应。
- (10) 锅炉燃油系统加热等。

##### 6.1.2 系统范围

系统范围包括为满足6.1.1节功能的全部管道、设备和附件。

辅助蒸汽系统可能会有以下汽源:

- (1) 启动锅炉(新建发电厂需要)。
- (2) 老厂辅助蒸汽母管(如果有)。
- (3) 本期机组冷段再热蒸汽。
- (4) 本期机组四段抽汽。
- (5) 本期新蒸汽(如果需要)。

#### 6.2 系统设计准则

对于新建的发电厂,通常需设置启动锅炉,在第一台机组启动时,由启动锅炉向辅助蒸汽母管供汽。当第2台机组投入运行后,2台机组之间可通过母管连通互为备用。

对于扩建的发电厂,在供汽参数和汽量合适的条件下,不需再设置启动锅炉,机组启动时所需的辅助蒸汽,可由已建发电厂的辅助蒸汽母管提供。

在机组启动后,当机组的冷再热蒸汽参数达到辅助蒸汽用汽汽源要求的参数时,即可用机组本身的冷再热蒸汽来供给辅助蒸汽。

整个辅助蒸汽系统中形成的凝结水,经辅助蒸汽疏水扩容容器统一收集,并根据水质情况进行回收利用。

辅助蒸汽系统的参数应满足所有用户中最高的参数要求,辅助蒸汽的流量应考虑1台机组启动、1台机组正常运行时所需的蒸汽量。

#### 6.3 系统说明

##### 6.3.1 辅助蒸汽的汽源

对于新建发电厂,可设置启动锅炉,启动锅炉的台数、容量和燃料应根据发电厂的机组容量、启动方式、结合地区具体情况综合考虑确定。启动锅炉的参数应与辅助蒸汽系统的参数相匹配。

对于扩建的发电厂,宜尽量采用原有机组的辅助蒸汽作为汽源,不再增设启动锅炉。

此外,机组一般均设置有从自身的冷再热蒸汽向辅助蒸汽母管供汽的管路。

当本期机组的冷再热蒸汽管中的压力和温度达到向辅助蒸汽母管供给所需要的蒸汽参数时,即可从本期冷再热蒸



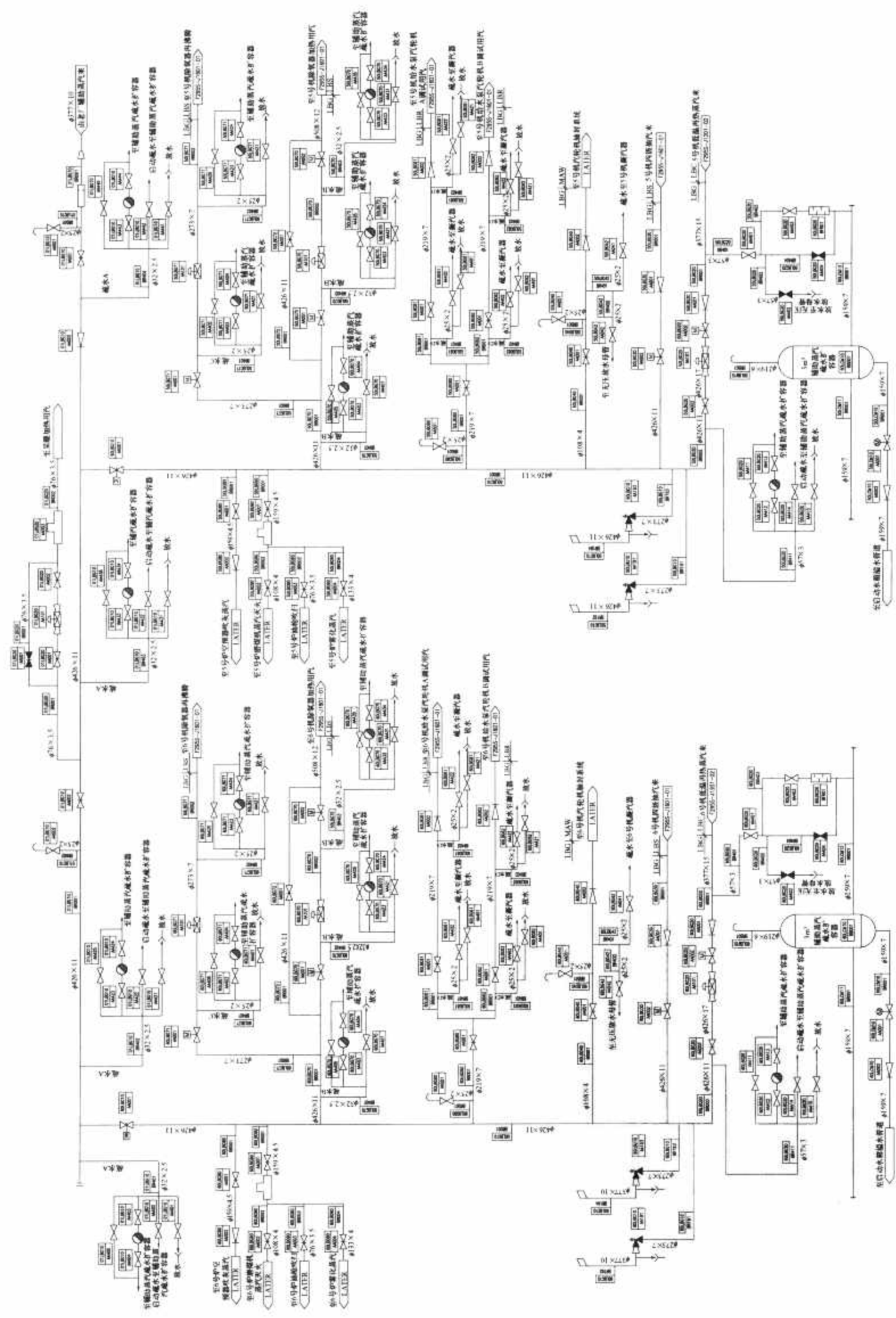


图 2.4-6 辅助蒸汽系统

汽向辅助蒸汽母管供汽。供汽管路上设有减温减压阀,以进行必需的温度和压力调节。减温减压阀下游处的辅助蒸汽母管上设置2只泄压阀,以防万一控制阀失效时辅助蒸汽系统超压。在冷再热蒸汽供汽管至辅助蒸汽系统处还装设1只止回阀,以防止低负荷条件下蒸汽返回。冷再热蒸汽通过减温减压阀对辅助蒸汽进行温度和压力控制,以满足各用汽点温度和压力平稳控制的要求。

在每台机组至辅助蒸汽公用母管的管线上装有电动闸阀,必要时实现各机组间的隔离。

### 6.3.2 辅助蒸汽的用户

根据辅助蒸汽用户各自用汽参数要求,按需要装设减温或减压装置,它们按照各个系统需要来调节压力和(或)温度。各控制站前后均有隔离阀,以便调节阀检修时隔离用。

#### 6.3.2.1 辅助蒸汽供除氧器

辅助蒸汽供到除氧器的管路上,装有压力控制阀,在机组启停过程中,向除氧器供汽,保持除氧器的压力,并提供满足除氧器预热和定压而需要的辅助蒸汽量。在调节阀前装有1只止回阀,以防止除氧器的其他汽源进入辅助蒸汽系统。

#### 6.3.2.2 辅助蒸汽供汽轮机轴封系统

在主汽轮机启动和停机状态下,辅助蒸汽以一定汽流供至主汽轮机轴封。在主汽轮机轴封系统内配有压力控制阀门站,调节轴封系统所需的蒸汽压力。主汽轮机汽封系统在正常运行时可达自平衡。

辅助蒸汽同时也对给水泵汽轮机的轴封供汽,保持一定汽流供至给水泵汽轮机轴封。在给水泵汽轮机轴封系统内配有压力控制阀门站,调节轴封系统所需的蒸汽压力。

#### 6.3.2.3 辅助蒸汽供给水泵汽轮机

辅助蒸汽供给水泵汽轮机调试用汽,供汽管道接至给水泵汽轮机低压供汽管道上,辅助蒸汽供汽管道上装有电动隔离阀和止回阀,止回阀可防止给水泵汽轮机的其他汽源进入辅助蒸汽系统。

辅助蒸汽系统还向锅炉侧以下设备供汽:空气预热器吹灰用蒸汽、磨煤机灭火用蒸汽、脱硫系统用蒸汽、燃油系统加热用汽等。

### 6.3.3 凝结水回收和制备

辅助蒸汽系统管道的低位点,应装有自动疏水器。另外,对于过长的辅助蒸汽母管,每隔一定间距应装设自动疏水器,以上疏水点统一将管道中蒸汽形成的凝结水收集到扩容器中,根据该扩容器中水质情况进行回收利用或排放掉。

## 7 加热器疏水及放气系统

对于不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其加热器疏水及放气系统的设计差异不大,仅加热器的级数和列数(单列或双列),系统的设计参数略有不同。以下7.1~7.3节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界汽轮机组的加热器疏水及放气系统如图2.4-7和图2.4-8所示。

### 7.1 系统功能及范围

#### 7.1.1 功能说明

##### 7.1.1.1 加热器疏水

加热器疏水系统的主要功用是:回收加热器加热蒸汽的凝结水;保证机组在各种工况下疏水畅通,防止汽轮机进水;充分利用疏水热量,提高循环热效率。

##### 7.1.1.2 加热器放气

加热器放气系统的主要功用是:在机组启动和正常运行中排除加热蒸汽中的不凝结气体,提高传热效率,减轻金属氧化腐蚀,充分利用排气热量,提高运行经济性。

#### 7.1.2 系统的范围

加热器疏水放气系统的设计范围,应符合7.1.1节叙述的功能要求。系统由3台高压加热器、4台低压加热器(包括安装在凝汽器颈部的2台低压加热器)、2台低压加热器疏水泵(如果有)、1台一体式除氧器等设备所组成,并包括疏水放气系统的全部管道、管件、阀件、支吊架等。

### 7.2 系统设计准则

系统设计以汽轮机阀门全开工况的热平衡图为基础。

设计压力、设计温度的确定及管径和壁厚的选择计算参见DL/T 5054—1996。

加热器的正常疏水应从高压至低压逐级疏放,高压加热器最终疏放到除氧器,低压加热器最终疏放到凝汽器,也有对部分低压加热器设低压加热器疏水泵的,把部分疏水送回凝结水系统中去。

各台加热器的放气应单独排放,不宜逐级排放或连成母管排放。

### 7.3 系统说明

#### 7.3.1 高压加热器

##### 7.3.1.1 疏水

3台100%容量(或50%容量双列)的卧式高压加热器均带有内置式疏水冷却段,以减少水位调节阀后疏水的汽化程度;减轻对下一级加热器的热冲击,提高回热循环热效率。

每台高压加热器均有两路疏水,一路是正常疏水管,采用逐级串联疏放,管道上装有气动水位调节阀,可根据水位信号自动控制加热器水位。另一路是事故疏水,接到疏水扩容器,管道上装有气动水位调节阀,可根据水位信号应急自动控制加热器水位。

疏水调节阀后的疏水管道是输送汽水混合物的,较易被冲蚀,所以调节阀应尽可能靠近接受疏水的容器,调节阀后的管道材料宜选用抗冲蚀性能较好的钢材并增加管道壁厚。

##### 7.3.1.2 放气

根据卧式加热器内部结构情况,在壳体的两端顶部设有启动放气管,供加热器投运时放净壳体内存积空气。排气管上安装2个串联截止阀。

在蒸汽凝结段的末端还设有运行中的连续放气管,以便在运行中排除加热蒸汽中不能凝结的气体。在加热器连续放气管路上,配有限流孔板,防止大量蒸汽随空气排出。各台加热器的连续放气出口管应分别单独接至除氧器,使排气中混存的一部分蒸汽重新在除氧器中凝结,提高运行经济性。

#### 7.3.2 低压加热器

##### 7.3.2.1 疏水

(1) 低压加热器汽侧正常疏水常用的两种配置方式。

1) 低压加热器汽侧正常疏水采用逐级串联,最终疏水进入凝汽器。

2) 5、6号低压加热器汽侧正常疏水采用逐级串联,6号低压加热器正常疏水经过疏水泵回到6号低压加热器出口的凝结水系统中去,以提高回热循环效率。

为使6号低压加热器疏水的水位较易控制,在其疏水侧配有一体式疏水罐,以增加加热器内疏水容量。



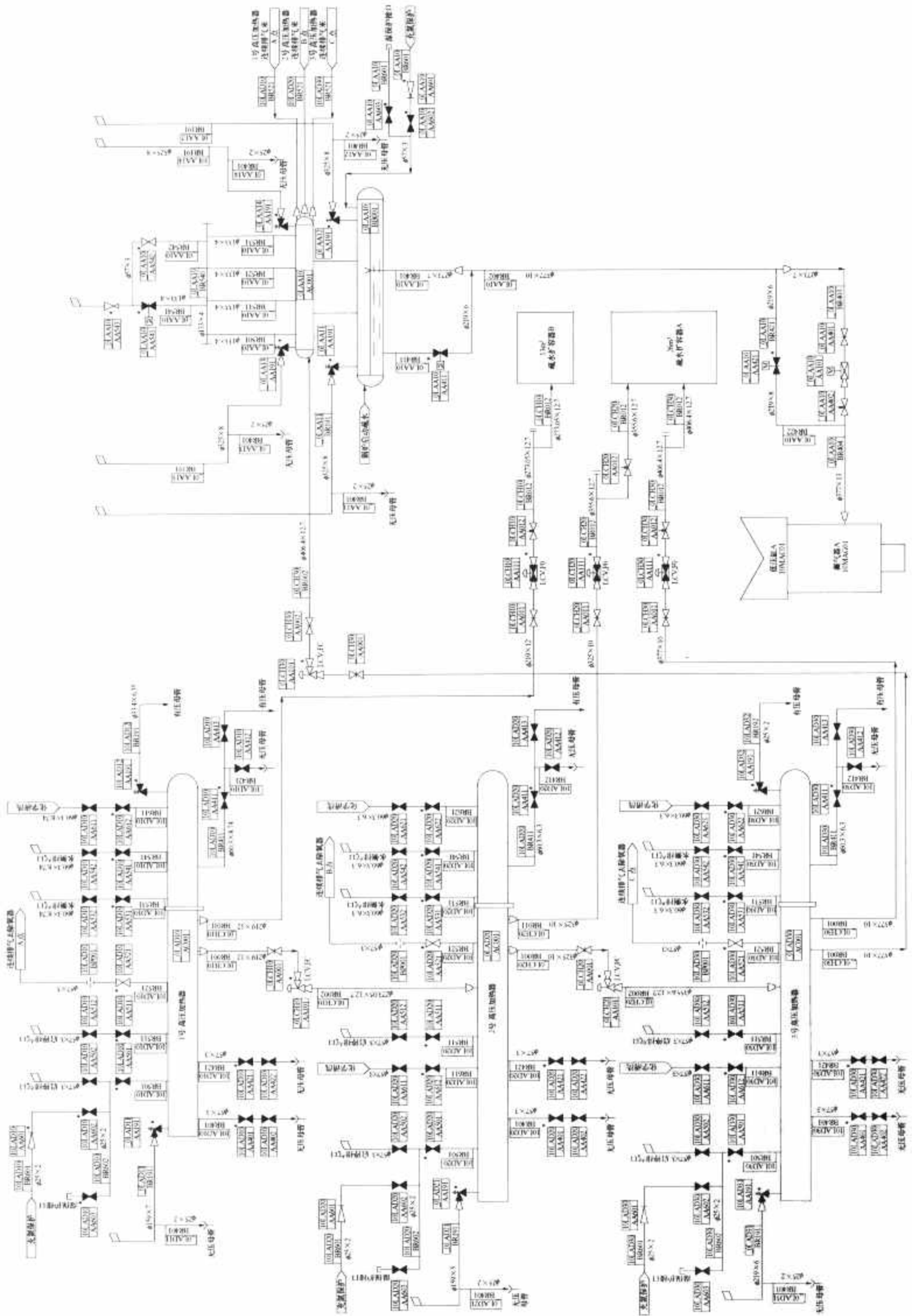


图 2.4-7 高压加热器疏水及放气系统





疏水泵出口管道设置气动水位调节阀,跟踪低加疏水罐的水位。另外,疏水泵配有再循环管路,在疏水量小于疏水泵要求的最小流量时,通过再循环加大流量,保证疏水泵的正常运行。

7、8号低压加热器正常疏水采用逐级串联,最终疏水进入凝汽器。

(2) 低压加热器汽侧事故疏水。低压加热器汽侧事故疏水均分别直接排入疏水立管,由疏水立管再排入凝汽器。至疏水立管的疏水管上装设有气动水位调节阀,调节阀前后各装1个隔离阀供检修使用。

### 7.3.2.2 放气

各台低压加热器壳体的启动、连续放气各自分别导入凝汽器。放气管装有限流孔板,以限制排气流量。

### 7.3.3 除氧器

除氧器设有两路排气管,一路装设一个手动放气阀,供正常运行中连续排除气体。另一路装设一个电动排气阀供启动时放气。

除氧器设有高水位溢流管和运行中常关的放水阀,溢流管和放水管再合并为一根溢放水管,接至清洁水疏水扩容器。当除氧器出现高高水位时,通过水位信号自动开启电动调节阀放水。除氧器底部放水管供停机后除氧器放空用。

## 8 凝汽器抽真空系统

对于不同容量、不同参数、不同类型的汽轮机组,其凝汽器抽真空系统的设计不尽相同,例如:中小容量、蒸汽参数较低的机组一般采用射水或射汽抽汽器。大容量、高参数的汽轮机组,通常采用水环式真空泵。以下8.2节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界机组的凝汽器抽真空系统如图2.4-9所示。

### 8.1 系统功能及范围

#### 8.1.1 功能说明

抽真空系统的功能是在汽轮机组启动初期将主凝汽器汽侧空间,以及附属管道和设备中的空气抽出,以达到汽轮机启动要求;在机组正常运行中,用以除去凝汽器空气区积聚的非凝结气体,在主凝汽器中建立和维持所要求的真空度。

#### 8.1.2 系统范围

抽真空系统包括完成8.1.1节所说明功能的所有管道和部件。

抽真空系统的主要设备类型、数量及系统的连接与汽轮机组容量、凝汽器台数、凝汽器按单背压或双背压设计等因素有关。

大容量汽轮机的主机凝汽器汽侧抽真空系统通常设置2~4台50%容量或2×100%容量的水环式真空泵。正常运行时运行1~2台,其余的作为备用。在机组启动时,所有真空泵可一起投入运行,以便更快地建立起所需要的真空度,缩短机组启动时间。

### 8.2 系统说明

对于单背压的凝汽器,真空泵可按2×100%或3×50%设置,在2个凝汽器壳体上分别引出,合并后接至真空泵。

对于双背压的凝汽器,真空泵可按3×50%或4×50%设置,3×50%配置的真空泵从低压凝汽器抽气,4×50%配置的真空泵分2组分别与高、低压抽空气口相连,4台真空泵两两互为备用。

抽空气口位于凝汽器壳侧的空气排出区域。凝汽器的内部设计成能使凝汽器所有部位的空气蒸汽混合物连续地、直接地流到抽空气口。

在每个抽空气管出口设有隔离阀。

每台泵的吸入管上设有1个手动的人口隔离阀。

## 9 冷却水系统

以淡水作为凝汽器冷却水源,且不需进行处理即可作为辅机冷却用水时,宜采用开式循环冷却水系统。需经处理时,可按具体情况,采用开式循环和闭式循环相结合的冷却水系统。

开式循环冷却水应取自凝汽器循环冷却水系统,适用于向用水量较大、循环冷却水的水质可以满足要求的设备和闭式循环冷却水热交换器提供冷却水源。

闭式循环冷却水宜采用除盐水或凝结水,适用于向用水量较小,且水质要求较高的设备提供冷却水源。大容量、高参数的汽轮发电机组通常采用闭式冷却水系统。以下9.1~9.3节的描述,以常规的600MW级超临界(或1000MW级超超临界)机组作为参考。典型的600MW级超临界机组的闭式循环冷却水系统如图2.4-10和图2.4-11所示。

### 9.1 系统功能及范围

#### 9.1.1 功能说明

闭式循环冷却水系统,是向发电厂内要求供应洁净水的各种辅助设备冷却装置提供冷却水的闭式回路系统。

#### 9.1.2 系统范围

发电厂内闭式循环冷却水系统冷却水用户通常有如下设备:

- (1) 汽轮发电机组润滑油冷却器。
- (2) 发电机氢气冷却器。
- (3) 励磁机水冷却器。
- (4) 发电机定子水冷却器。
- (5) 氢密封油冷却器。
- (6) 氢干燥器。
- (7) 凝结水泵轴承冷却器。
- (8) 给水泵汽轮机凝结水泵轴承冷却器。
- (9) 汽动给水泵冷却器。
- (10) 汽动给水泵前置冷却器。
- (11) 给水泵汽轮机冷油器。
- (12) 汽侧真空泵。
- (13) 水室真空泵(如果有)。
- (14) 低加疏水泵轴承冷却器。
- (15) 清洁水输送泵轴承冷却器。
- (16) 汽水集中取样冷却器。
- (17) 磨煤机减速机润滑油冷却器。
- (18) 送风机轴承润滑油冷却器。
- (19) 一次风机轴承润滑油冷却器。
- (20) 一次风机电动机油冷却器。
- (21) 引风机轴承润滑油冷却器。
- (22) 引风机电动机油冷却器。
- (23) 空气预热器冷却器。
- (24) 锅炉循环泵冷却水。
- (25) 脱硝系统用冷却水。
- (26) 脱硫系统用冷却水。
- (27) 厂用空气压缩机。
- (28) 仅用空气压缩机等。

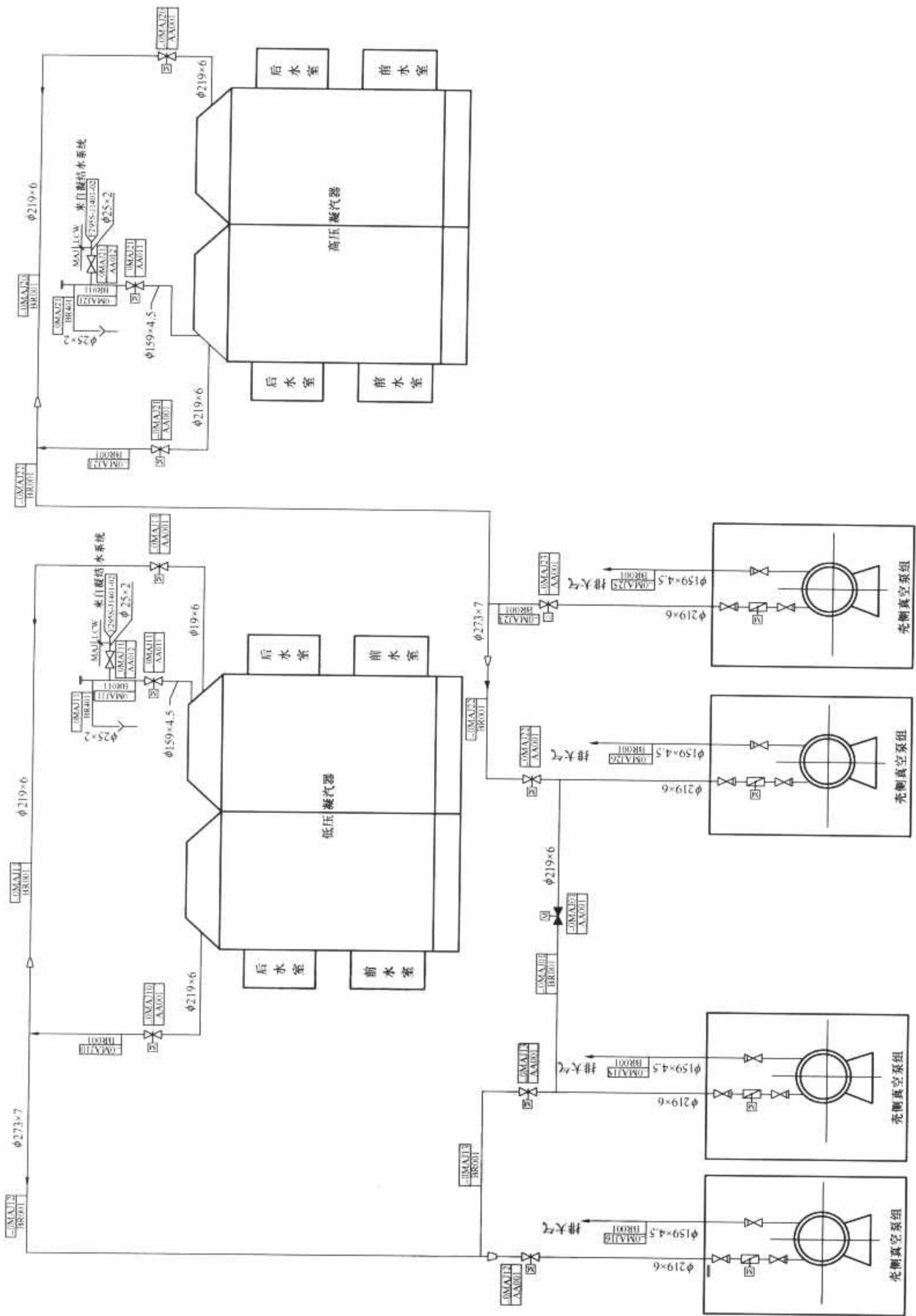


图 2.4-9 凝汽器抽真空系统



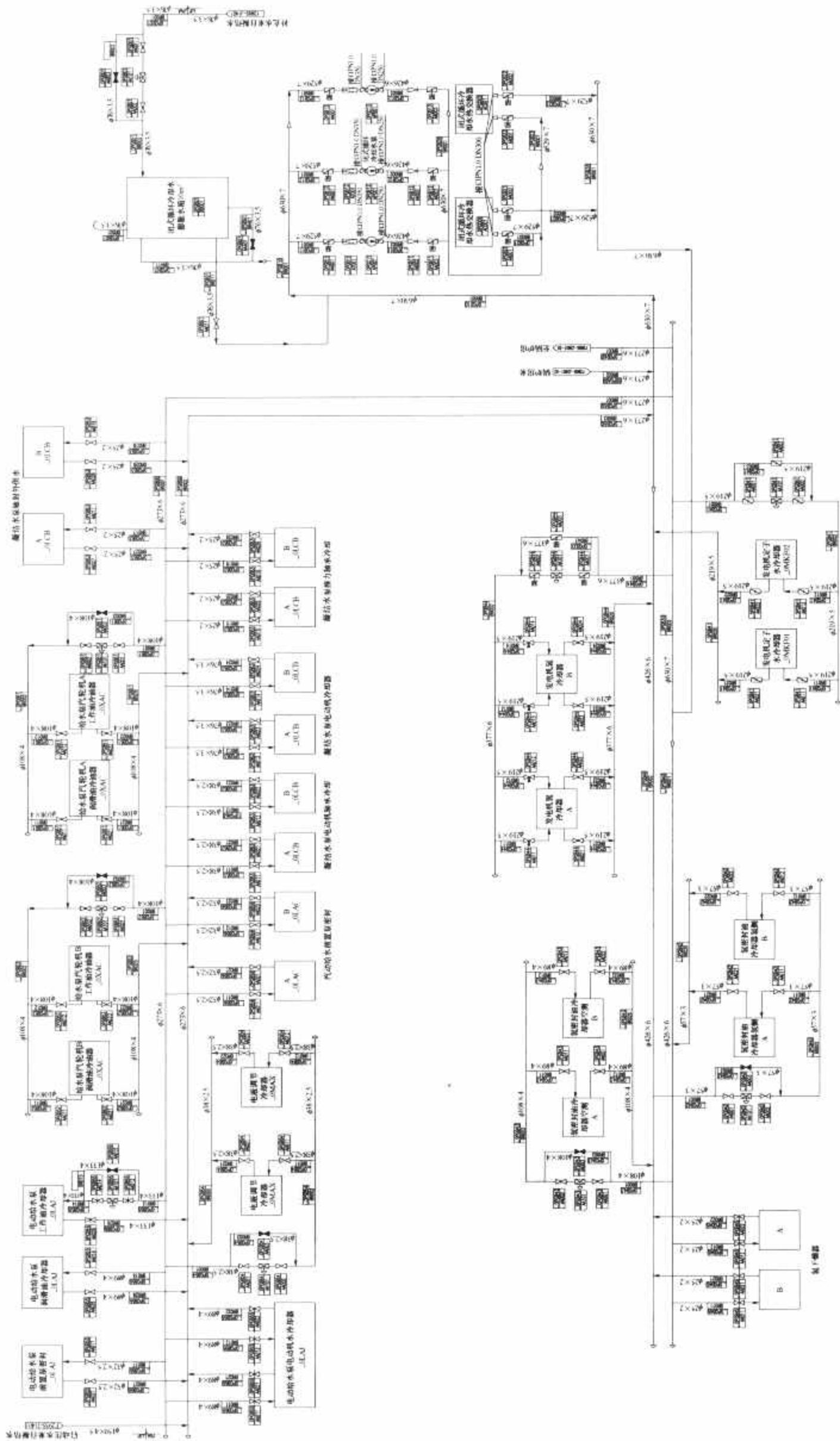


图 2.4-10 闭式循环冷却水系统 (一)

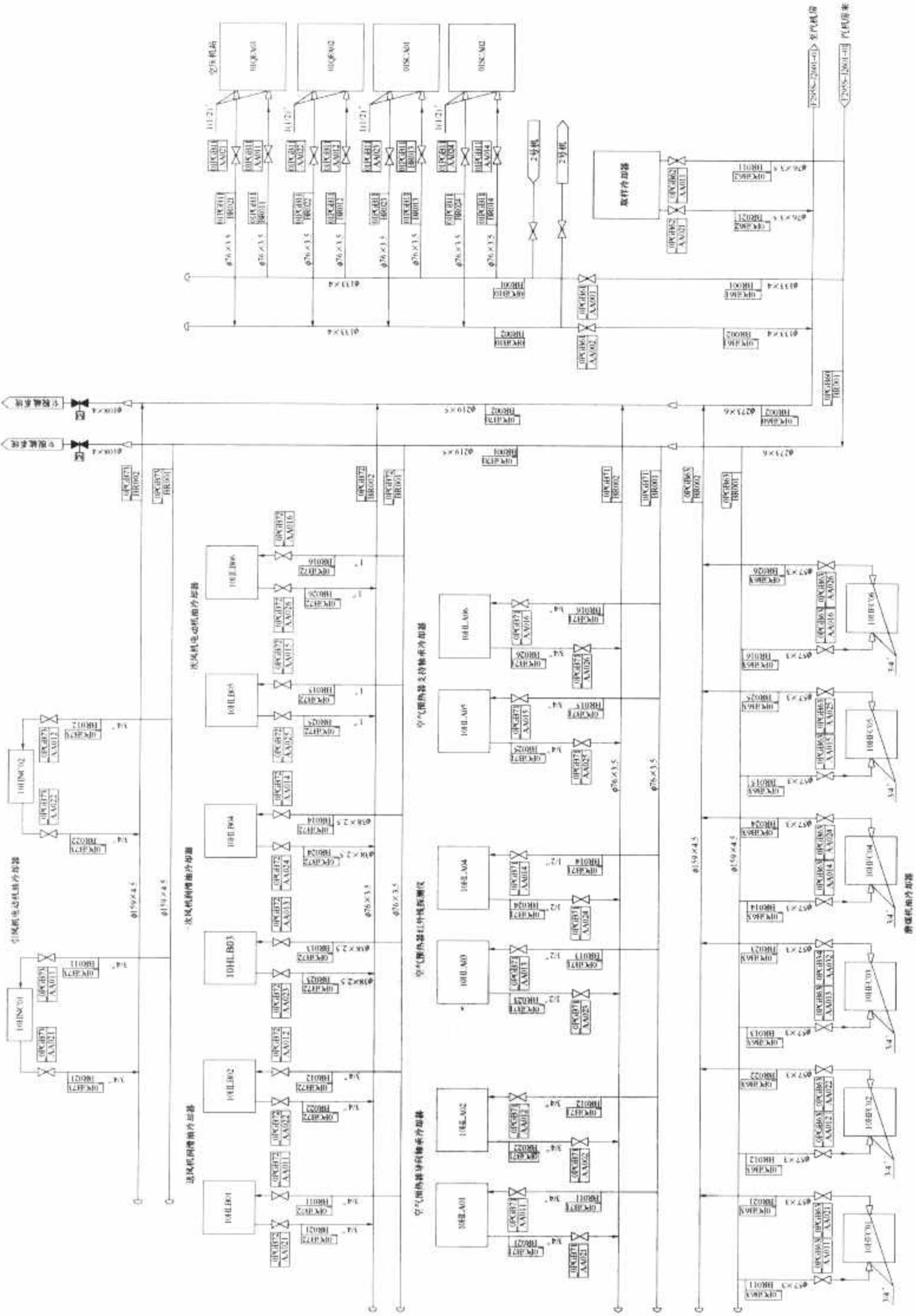


图 2.4-11 闭式循环冷却水系统 (二)

9.2 系统设计准则

9.2.1 运行要求

闭式循环冷却水系统按单元制设置，要能满足机组从启动到最大出力的各种负荷运行工况的要求。

系统中任何一个关键部件故障都不应影响整个系统的正常运行。系统设 2 台 65% 容量的热交换器和 2 台 100% 容量的闭式循环冷却水泵。

系统的水容积由膨胀水箱上的水位调节器维持，如果水位过低，则打开来自凝结水系统的补充水管上的调节阀补水；如果水位过高，则过量的水由水箱溢流到放水母管。

9.2.2 设计要求及参数

闭式循环冷却水系统的容量一般按夏季最高的循环水温度 33℃、机组在最大出力工况运行时所需要的冷却水量设计。

闭式循环冷却水系统是一个闭式环路，通常它供给最高温度约 38℃ 的冷却水到各用户。系统冷却水源为开式循环冷却水。

为了预防系统中管道和设备的腐蚀，系统中设有取样和加药管路，以控制水质。

9.3 系统说明

闭式循环冷却水系统包括闭式循环冷却水泵、水—水热交换器、高位膨胀水箱，以及相关的连接管道、阀门和附件等。

9.3.1 闭式循环水泵和水—水热交换器

系统通常设置 2 套 100% 容量的闭式循环冷却水泵和 2 台 65% 容量的水—水热交换器，1 套运行，1 套备用，可根据运行情况进行切换运行。

闭式冷却水经过闭式循环水泵升压后，再经过闭式水热交换器冷却后向各辅助设备的冷却器提供冷却水。闭式循环水泵和闭式水热交换器进出口管道上均设置了电动蝶阀，便于设备运行和检修隔离用，闭式循环水泵出口管道上还设置了止回阀。

闭式循环水泵进口管道上设置泵进口滤网，当滤网差压超过设定值，或泵出口母管压力低于设定值，或运行设备故障时，备用泵将自行启动。

水—水热交换器设有旁路管道，旁路管道中设置了电动调节阀，调节通过旁通部分的水量，以控制闭式水热交换器出口的水温，适应各种工况的需要。

9.3.2 膨胀水箱

闭式循环冷却水系统设 1 台适当容量的高位水箱，维持系统需要的压头和储备水量。它布置在系统中的最高点，一般位于除氧间的除氧器层。水箱水位由 1 个水位调节阀维持，它按照系统需要开关补充水调节阀。水箱通大气，并设有溢流和放水管道。

水箱标高为闭式循环冷却水泵提供了足够的有效汽蚀余量，该水箱也作为缓冲水箱，调节系统中水流量的波动，容纳水的热胀冷缩。

闭式循环冷却水系统启动注水和补充水来自凝结水系统。系统启动注水和初期大流量补水来自凝结水输送泵出口管道，正常运行时系统补水来自凝结水杂用水母管。在补充水管上装有带旁路阀和隔离阀的水位调节阀，以控制膨胀水箱的水位。

9.3.3 闭式循环水系统冷却水用户

各种辅助设备冷却器进、出口管道都装有隔离阀，出口

管道上的关断阀可用作水量手动辅助调节。

对温度调节要求较高的辅助设备，如汽轮机润滑油冷却器、给水泵汽轮机油冷却器、发电机氢密封油冷却器、发电机氢冷却器、励磁机水冷却器、发电机定子水冷却器等在出口管道上可配置气动调节阀，用以调节冷却水流量，控制各冷却水的温度。

10 管道设计

10.1 管道设计有关标准

与管道设计有关的标准包括：DL/T 5054—1996、DL/T 5366—2006、DL/T 5072—2007《火力发电厂保温油漆设计规程》、DL/T 5204—2005《火力发电厂油气管道设计规程》、ASME B31.1—2007。

10.1.1 管道设计参数

管道的设计参数按 DL/T 5054—1996 中的要求确定。

10.1.2 管道材料选择

管道所用的钢材应符合国家或冶金行业有关钢材现行标准的规定。当需要采用新钢种时，应经有关部门鉴定合格后方可采用。当采用国外钢材时，应根据可靠资料经分析确认适合于使用条件时才能采用。

常用国产钢材及其推荐使用温度见表 2.4-2。

表 2.4-2 常用国产钢材及其推荐使用温度

钢 类	钢 号	推荐使 用温度 (℃)	允许 的上限 温度 (℃)	备 注
碳素 结构钢	Q235-A、F Q235-B、F	0~200	250	GB/T 700—2006
	Q235-A Q235-B Q235-C	0~300	350	GB/T 700—2006
	Q235-D	-20~300	350	GB/T 700—2006
优质碳素 结构钢	10	-20~425	430	GB 3087—1999
	20	-20~425	430	GB 3087—1999
	20G	-20~430	450	GB 5310—1995
普通低合金钢	16Mng	-40~400	400	GB 713—1997
合金钢	15CrMo	510	550	GB 5310—1995
	12Cr1MoV	540~555	570	GB 5310—1995
	12Cr2MoWVTiB	540~555	600	GB 5310—1995
	12Cr3MoVSiTiB	540~555	600	GB 5310—1995

对于 20G 钢管道，若要求使用寿命不超过 20 年，使用温度可提高至 450℃，但使用期间应加强金属监督。

常用国外钢材强度特性见表 2.4-3。

表 2.4-3 常用国外钢材强度特性

钢 号	壁厚 S(mm)	$\sigma_b^{20}$ (MPa)	$\sigma_s^{20}$ (MPa)
P265GH (1.0425)	≤16	410~570	265
	16<S≤40		255
	40<S≤60		245



续表

钢 号	壁厚 S(mm)	$\sigma_b^{20}$ (MPa)	$\sigma_s^{20}$ (MPa)
10CrMo9-10 (1.7380)	$\leq 40$	480~630	280
	$40 < S \leq 60$		270
	$60 < S \leq 80$		260
15NiCuMoNb5-6-4 (1.6368)	$\leq 80$	610~780	440
A106B		413.7	241.3
A106C		482.7	275.8
A335 P11		413.7	206.9
A335P22		413.7	206.9
A335P91	$< 76$	586.1	413.6
A335P91	$> 76$	586.1	413.6
A672B70CL32		482.7	262
A691Cr1-1/4Gr. 22		517.1	310.2
A691Cr2-1/4Gr. 22		517	310.2

10.1.3 许用应力

钢材的许用应力，应根据钢材的有关强度特性取下列 3 项中的最小值：

$\sigma_b^{20}/3; \sigma_s/1.5$  或  $\sigma_{s(0.2\%)} / 1.5; \sigma_D/1.5$

式中： $\sigma_b^{20}$  为钢材在 20℃ 时的抗拉强度最小值，MPa； $\sigma_s$  为钢材在设计温度下的屈服极限最小值，MPa； $\sigma_{s(0.2\%)}$  为钢材在设计温度下残余变形为 0.2% 时的屈服极限最小值，MPa； $\sigma_D$  为钢材在设计温度下  $10^5$  h 持久强度平均值，MPa。

10.1.4 管径和壁厚

主蒸汽管道、再热蒸汽管道和高压给水管道等主要管道的管径尺寸，宜通过优化计算确定。单相流体的管道，根据推荐的介质流速，按下列公式计算其管径

$D_i = 594.7 \sqrt{\frac{q_m v}{w}}$  (2.4-1)

$D_i = 18.81 \sqrt{\frac{q_v}{w}}$  (2.4-2)

式中： $D_i$  为管子内径，mm； $q_m$  为介质质量流量，t/h； $v$  为介质比体积， $m^3/kg$ ； $w$  为介质流速，m/s； $q_v$  为介质体积流量， $m^3/h$ 。

对于汽水两相流体（如高压加热器疏水、锅炉排污等）的管道，应按两相流体管道的计算方法，求取管径或核算管道的通流能力。汽水管道的介质流速见表 2.4-4。

表 2.4-4 汽水管道的介质流速			m/s
介质类别	管道名称		推荐流速
主蒸汽	主蒸汽管道		40~60
中间再热蒸汽	高温再热蒸汽管道		50~65
	低温再热蒸汽管道		30~45
其他蒸汽	抽汽或辅助蒸汽管道	过热蒸汽	35~60
		饱和蒸汽	30~50
		湿蒸汽	20~35
	去减温减压器蒸汽管道		60~90
给水	高压给水管道		2~6
	低压给水管道		0.5~2.0
凝结水	凝结水泵出口侧管道		2.0~3.5
	凝结水泵入口侧管道		0.5~1.0

续表

介质类别	管道名称		推荐流速
加热器疏水	加热器疏水管道	疏水泵出口侧	1.5~3.0
		疏水泵入口侧	0.5~1.0
		调节阀出口侧	20~100
		调节阀入口侧	1~2
其他水	生水、化学水、工业水及其他水管道	离心泵出口管道及其他压力管道	2~3
		离心泵入口管道	0.5~1.5
		自流、溢流等无压排水管道	$< 1$

10.2 管道应力计算

热力管道的应力主要是由于管道承受内压力、外部荷载及热膨胀而引起的。

管道在承受内压、持续外载（管道自重和支吊架反力）和由热胀冷缩及其他位移受约束产生的应力是复杂的。在这些荷载作用下，管系工作状态的最大应力往往超过钢材的屈服极限，而使钢材发生塑性变形。高温管道的蠕变和应力松弛，也将使管系的应力状态发生变化。这些情况说明，管系上的应力与一般结构和机械分析中遇到的常温的稳定应力不同。因此，对于不同种类的应力，应当考虑其不同影响，分别给予不同的许用限定或许用范围。

管道承受各种荷载所产生的应力按其性质大致可划分为一次应力、二次应力和峰值应力，分别采用不同的验算方法。

10.2.1 应力的分类

10.2.1.1 一次应力

一次应力是由所加荷载引起的正应力和剪应力。它必须满足外部、内部力和力矩的平衡法则。一次应力的基本特征是非自限性的，它始终随所加荷载的增加而增加，超过屈服极限或持久强度，将使管道发生塑性破坏，或者总体变形。

管道承受内压和持续外载而产生的应力，属于一次应力。管道承受风荷载、地震荷载、水冲击和安全阀动作冲击等荷载而产生的应力，也属于一次应力。

对于一次应力的验算采用极限分析。

10.2.1.2 二次应力

二次应力是管道由于变形受约束所产生的正应力和剪应力。它本身不直接与外力相平衡。二次应力的特征是有自限性的，当局部屈服和产生少量塑性变形时就能使应力降低下来。对于塑性良好的管材，一般在管系初次加载时，二次应力不会直接导致破坏，只有当应变在多次重复交变的情况下，才引起管道疲劳破坏。因此，对于二次应力的限定，并不取决于一个时间的应力水平，而是取决于交变的应力范围和交变循环次数。

管道由热胀、冷缩和其他位移受约束而产生的应力，属于二次应力。管道由于温度不均匀的纵向梯度或内外壁径向温度梯度所产生的温差应力，以及管道与连接部件有不同的金属特性（线胀系数不同）而产生的热应力属于二次应力。

10.2.1.3 峰值应力

峰值应力是管道或附件由于局部结构不连续或局部热应力效应（包括局部应力集中）附加到一次应力或二次应力的

增量。它的特点是不引起显著的变形,而且在短距离内从它的根源衰减,它是一种导致疲劳裂纹或脆性破坏的可能原因。

管道上由于温度分布不均匀,不同膨胀几乎全部被限制,不引起显著变形的局部热应力,以及管道附件上小半径圆角处、焊缝未焊透处的应力,均属于峰值应力。

由于目前验算条件尚不成熟,故采用简化的方法,在三通、弯头等局部应力集中处,计入应力加强系数,以防止管件的疲劳破坏。

管道在这些荷载作用下的应力状态是复杂的。管道应力计算,主要是计算管道在内压、持续外载(包括自重)作用下和由于热胀、冷缩及其他位移受约束而产生的应力,使之满足管道本身,以及和其连接设备的安全运行要求。

10.2.2 应力计算

10.2.2.1 管道在内压下的应力验算

管道在工作状态下,由内压产生的折算应力不得大于钢材在设计温度下的许用应力,即

$$\sigma_{eq} = \frac{p[0.5D_o - Y(S - \alpha)]}{\eta(S - \alpha)} \leq [\sigma]^t \quad (2.4-3)$$

式中:  $\sigma_{eq}$  为内压折算应力, MPa;  $p$  为设计压力, MPa;  $D_o$  为管道外径, mm;  $S$  为管道实测最小壁厚, mm;  $Y$  为温度对计算管子壁厚公式的修正系数;  $\eta$  为许用应力的修正系数,其取值见表 2.4-5;  $\alpha$  为考虑腐蚀、磨损和机械强度的附加厚度, mm;  $[\sigma]^t$  为钢材在设计温度下的许用应力, MPa。

表 2.4-5 纵缝焊接钢管许用应力修正系数表

焊接方法	焊 缝 形 式	$\eta$
手工电焊 或气焊	双面焊接有坡口对接焊缝, 100%无损检测 (附加 100%射线探伤)	1.0
	有氩弧焊打底的单面焊接有坡口对接焊缝	0.90
	无氩弧焊打底的单面焊接无坡口对接焊缝	0.75
熔剂下的 自动焊	双面焊接对接焊缝, 100%无损检测 (附加 100%射线探伤)	1.0
	单面焊接有坡口对接焊缝	0.85
	单面焊接无坡口对接焊缝	0.80

10.2.2.2 管道在持续荷载下的应力验算

管道在工作状态下,由持续荷载,即内压、自重和其他

持续外载产生的轴向应力之和,必须满足式 (2.4-4) 的要求

$$\sigma_L = \frac{pD_i^2}{D_o^2 - D_i^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} \leq 1.0 [\sigma]^t \quad (2.4-4)$$

式中:  $p$  为设计压力, MPa;  $D_o$  为管道外径, mm;  $D_i$  为管道内径, mm;  $M_A$  为由于自重和其他持续外载作用在管道横截面上的合成力矩, N·mm;  $W$  为管子截面抗弯矩, mm<sup>3</sup>;  $[\sigma]^t$  为钢材在设计温度下的许用应力, MPa;  $i$  为应力增加系数;  $\sigma_L$  为管道在工作状态下,由持续荷载,即内压、自重和其他持续外载产生的轴向应力之和, MPa。

10.2.2.3 管道在有偶然荷载作用时的应力验算

管道在工作状态下,由内压、自重、其他持续外载和偶然荷载,包括地震等所产生应力之和,必须满足式 (2.4-5) 的要求

$$\frac{pD_i^2}{D_o^2 - D_i^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} + 0.75 \frac{iM_B}{W} \leq K [\sigma]^t \quad (2.4-5)$$

式中:  $K$  为系数;  $M_B$  为安全阀或释放阀的反座推力、管道内流量和压力的瞬时变化及地震等产生的偶然荷载作用在管子横截面上的合成力矩 (N·mm), 当地震设防烈度为 8 度及以上时,应考虑地震对管道的影响。

10.2.2.4 管系热胀应力范围的验算

管系热胀应力范围必须满足式 (2.4-6) 的要求

$$\sigma_E = \frac{iM_C}{W} \leq f[1.2 [\sigma]^{20} + 0.2 [\sigma]^t + ([\sigma]^t - \sigma_L)] \quad (2.4-6)$$

式中:  $[\sigma]^{20}$  为钢材在 20℃ 时的许用应力, MPa;  $M_C$  为按全补偿值和钢材在 20℃ 时的弹性模数计算的,热胀引起的合成力矩范围, N·mm;  $\sigma_E$  为热胀应力范围, MPa;  $f$  为应力范围的减小系数。

式 (2.4-3) ~ 式 (2.4-6) 中的系数  $Y$ 、 $i$ 、 $K$ 、 $f$  的取值,详见 DL/T 5366—2006。

10.3 管道支吊架

10.3.1 管道支吊装置分类

10.3.1.1 按支吊架功能分类

管道支吊装置按承载、限位和防振功能可分为三类,即承重支吊架、限位装置和振动控制装置。具体说明及示意图可参见表 2.4-6 及图 2.4-12。

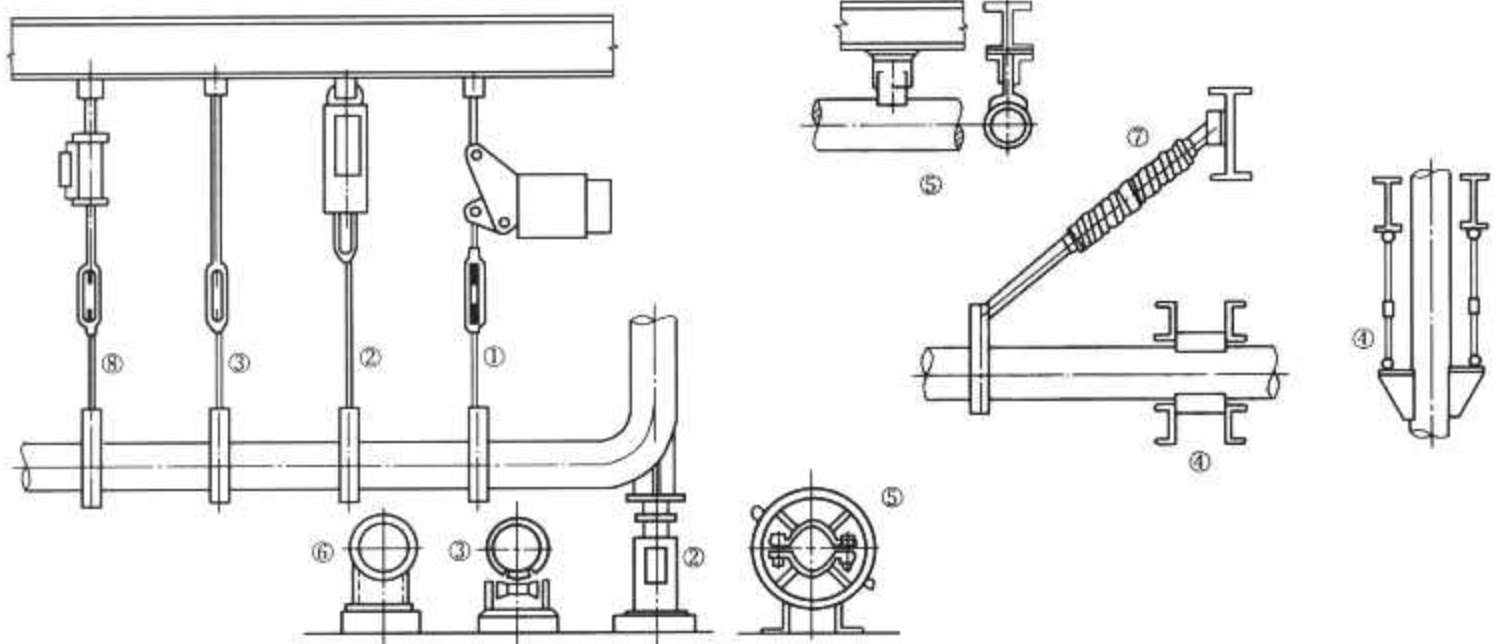


图 2.4-12 管道支吊装置的类型

注: 图中支吊装置类型编号与表 2.4-6 相同。

表 2.4-6                      管道支吊装置的类型

编号	分 类		形 式	
	名称	用途	名 称	用 途
1	承重支吊架	以承受管系重量为目的的装置	①恒力支吊架	用于管道垂直位移较大或需要限制转移荷载的地方, 荷载基本不变
			②变力支吊架 (弹簧支吊架)	用于管道垂直位移不太大的地方, 当有水平位移时, 弹簧支架宜加装滚柱、滚球盘或聚四氟乙烯板
			③刚性吊架及滑动支架	用于管道无垂直位移或垂直位移很小且允许约束的地方, 可以有水平位移
2	限位支吊装置	以限制和约束因热胀引起管系自由位移为目的的装置	④限位装置	用于管系中需要限制某一(些)方向位移的地方
			⑤导向支架 (导向装置)	用于引导管道某一方向位移而限制管道其他方向位移的地方
			⑥固定支架	用于管道上不允许有任何方向线位移和角位移的地方
3	振动控制装置	用于制止管道摆动振动或冲击的控制装置	⑦减振器	用于需要控制持续性的流体振动的地方, 允许其对管道热胀冷缩有一定影响
			⑧阻尼器	用于需要控制冲击性的流体振动、管道高速振动位移和地震激励的地方, 它不影响管道热胀冷缩

10.3.1.2 按支吊架类型分类

- (1) 固定支架。用于管道上不允许有任何方向的线位移和角位移的支承点。
- (2) 滑动支架或刚性吊架。用于不允许有垂直位移的支吊点。
- (3) 滚动支架。用于不允许有垂直位移且需减小支架摩擦力的支撑点。
- (4) 弹簧支吊架。用于有垂直位移的支吊点。当有水平位移时, 弹簧支架宜加装滚柱、滚珠盘或聚四氟乙烯板等减少水平摩擦力的措施。
- (5) 恒力支吊架。用于管道垂直位移较大或需要限制转移荷载的支吊点。
- (6) 导向装置。用于需引导管道某方向位移而限制其他方向位移的地方。
- (7) 限位装置。用于管道上需要限制某个或几个方向位移的地方。
- (8) 减震装置。用于管道上需要防止震动的地方, 允许其对管道热胀冷缩有一定影响。
- (9) 阻尼装置。用于管道上需承受地震荷载、冲击荷载或控制管道高速振动位移的地方。它不影响管道热胀冷缩。

10.3.1.3 管道支吊装置的构成

管道支吊装置可分成管部、连接件、特殊功能件、辅助钢结构(根部)等几部分。适应不同支吊要求的支吊装置构成件形式, 可参见 GB/T 17116.1—1997《管道支吊架 第 1 部分: 技术规范》、GB/T 17116.2—1997《管道支吊架 第 2 部分: 管道连接部件》、GB/T 17116.3—1997《管道支

吊架 第 3 部分: 中间连接件和建筑结构连接件》及管道支吊架设计手册。

10.3.2 支吊架设计

10.3.2.1 一般要求

- (1) 管道支吊架的设置和选型应根据管道系统的总体布置综合分析确定。支吊系统应合理承受管道的动荷载、静荷载和偶然荷载; 合理约束管道位移; 保证在各种工况下, 管道应力均在允许范围内; 满足管道所连接设备对接口推力(力矩)的限制要求; 增加管道系统的稳定性, 防止管道振动。
- (2) 支吊架必须支承在可靠的建构筑物上, 应便于施工, 且不影响邻近设备检修及其他管道的安装和扩建。
- (3) 支吊架应选择成熟的定型产品, 符合设计的荷载、位移、选型和安装使用条件。常用支吊架应按支吊架产品型录或设计手册选用典型的结构和元件。
- (4) 确定支吊架间距时, 应考虑管道荷载的合理分布, 并满足管道强度、刚度、防止振动和疏放水的要求。
- (5) 管道吊架的螺纹拉杆应有足够的调整长度。当吊架上、下端均不能调整拉杆长度时, 可采用花篮螺丝在中间调整。
- (6) 在任何工况下, 对于管道吊架拉杆可活动部分与垂线的夹角, 刚性吊架不能大于 3°, 弹性吊架不能大于 4°。当上述要求不能满足时, 应偏装或装设水平滚动装置。
- (7) 位移或位移方向不同的吊点不能合用同一套吊架中间连接件。

- (8) 设备接口附近的支吊架间距和形式, 除符合管道的强度、刚度和防震要求外, 还应使设备接口所承受的管道最大推力和力矩在允许范围内, 且不应限制设备接口位移。
- (9) 在靠近集中荷载(如阀门、三通等)处宜布置支吊点。
- (10) 在 II 型布置的管道两侧适当位置宜设置导向装置。

- (11) 热态吊零和冷态吊零。当管道为热态吊零时, 工作荷载等于分配荷载; 当管道为冷态吊零时, 安装荷载等于分配荷载。
- (12) 水压试验时, 支吊架材料的许用应力可提高到不大于其在室温下的屈服强度的 0.8 倍。
- (13) 较长垂直管道上的刚性支吊架, 应按单侧承受相应支吊点全部荷载设计。
- (14) 凡与管道直接接触的零件, 应按管道设计温度选择钢材。与管道焊接的零件, 其材料的焊接性能还应与管道材料相容。
- (15) 管道保温层以外的零件材料, 宜采用与环境温度相适应的材料; 环境计算温度低于 -20℃ 时, 对于 16Mn 钢还应具有 -40℃ 冲击韧性的合格保证。

10.3.2.2 支吊架间距

- 水平管道上的支吊架间距应满足下列要求:
- (1) 刚度条件。按照刚度条件, 均布荷载水平直管道的支吊架允许最大间距用式 (2.4-7) 计算, 即

$$L_{\max} = 0.2118 \sqrt[4]{\frac{E_t I}{q}} \tag{2.4-7}$$

式中:  $L_{\max}$  为支吊架的最大允许间距, m;  $E_t$  为钢材在设计温度下的弹性模量, kN/mm<sup>2</sup>;  $I$  为管子截面惯性矩, cm<sup>4</sup>;  $q$  为管道单位长度自重, kN/m。

对于次要管道, 尤其是蒸汽管道, 支吊架间距可以适当加大, 但不应大于按式 (2.4-8) 及强度条件确定的最大间距

$$L_{\max} = 0.112 \sqrt[3]{\frac{E_t I}{q}} \tag{2.4-8}$$



(2) 强度条件。按照强度条件, 均布荷载水平直管道的最大支吊架间距按式 (2.4-9) 计算

$$L_{\max} = 0.4336 \sqrt{\frac{W}{q}} \quad (2.4-9)$$

式中:  $W$  为管子截面抗弯矩,  $\text{cm}^3$ 。

(3) 水平  $90^\circ$  弯管两端支吊架间的管道展开长度, 不应大于水平直管道上允许支吊架的最大间距的 0.73 倍。

### 10.3.2.3 支吊架荷载

支吊架设计应考虑下列各项荷载:

(1) 管子、阀门、管件和保温结构的重力及其他加在管道上的持续荷载。

(2) 支吊架零部件自重。

(3) 管道所输送介质的重力。

(4) 蒸汽或气体管道水压试验或管路清洗时的介质重力。

(5) 管道上柔性管件 (如波纹管补偿器、金属软管等) 由于内部压力所产生的作用力。

(6) 支吊架约束管道位移 (包括热胀、冷缩和端点附加位移) 所承受的约束反力和弹簧支吊架转移荷载。

(7) 管道位移时在活动支吊架上引起的摩擦力。

(8) 室外管道的风雪荷载。

(9) 正常运行时, 可能产生的管道振动力。

(10) 管内流体动量突变 (如水锤) 引起的瞬态作用力。

(11) 蒸汽排放时产生的反作用力。

(12) 管道装在有地震地区产生的地震力。通常不考虑地震与风荷载同时出现的工况。

### 10.3.2.4 支吊架结构荷载

(1) 应按照支吊架使用过程中的各种工况分别计算, 并组合同时作用于支吊架上的所有荷载, 取其中对支吊架结构最不利的一组, 并加上本支吊架或临近活动支吊架上摩擦力对本支吊架的作用作为结构荷载。

(2) 支吊架结构荷载计算一般考虑了下述工况:

1) 运行初期冷态工况。

2) 运行初期热态工况。

3) 管道应变自均衡后的冷态工况。

4) 水压试验 (或管路清洗) 工况。

5) 各种暂态工况, 如阀门瞬间启闭工况、安全阀动作工况等。

## 11 供热机组及供热系统

供热机组安装于热电联产的发电厂。热电联产具有节约能源、改善环境、提高供热质量、附带增加电力供应等综合效益。热电联产以供热为主, 发电为辅, 因此, “以热定电”应成为热电联产发电厂设计的主要原则。

### 11.1 热负荷和供热机组选择

#### 11.1.1 热负荷

热负荷是热电联产项目建设的基础, 是选择供热机组容量、形式、参数的依据。按时间分段, 可将热负荷分为现状热负荷、设计热负荷和远景热负荷。对现状热负荷要准确调查统计, 对远景热负荷要合理分析预测, 以便恰当地确定设计热负荷。按热负荷的用途, 可分为工业热负荷和采暖热负荷, 工业热负荷主要用于工厂企业的生产工艺流程对蒸汽热负荷的需要, 采暖热负荷主要用于民用采暖、通风、空调及生活热水供应。

#### 11.1.2 供热机组的类型

供热式机组的主要类型有背压式和抽汽凝汽式两类, 背压式机组也可兼带抽汽。抽汽供热机组又可分为可调节抽汽机组和非调节抽汽机组, 按抽汽用途可分为工业用抽汽和采暖用抽汽机组。同一台供热机组可以只供工业用汽或只供采暖用汽, 也可以同时兼供工业和采暖用汽, 这种既供工业用汽又供采暖用汽的两用机组通常称之为双抽机组。

#### 11.1.3 供热机组的选择

由于热电联产发电厂的厂址选择、机组容量及工程设计是以地区或工厂企业的供热规划为依据, 受到地区条件或企业条件的制约, 因此, 供热机组的容量、类型、参数的选择应因地制宜。对于热负荷稳定的电厂, 宜选用背压式或抽汽背压式供热机组。对于不太稳定的热负荷, 可考虑采用抽汽凝汽式供热机组。对于供汽压力要求较严格的热负荷, 可考虑采用带调节抽汽的供热机组。

在热电联产发电厂的设计中, 应分析研究年、月、日的热负荷变化情况及其发展趋势, 考虑不同容量、不同类型供热机组的组合搭配方案, 以构成能适应热负荷及其发展远景的最佳组合, 确保工业用户连续生产所需的供汽量和冬季采暖、通风、空调、热水供应所需的用热量。

供热机组的主蒸汽参数按机组容量而定, 中小容量的供热机组通常采用中压或次高压参数, 大容量的供热机组采用高压、超高压或亚临界蒸汽参数。

供热机组的供热抽汽或排汽参数, 按热力用户对用汽参数和对供热介质的参数要求, 考虑了输送距离、热力网的压降和降温等因素之后确定。

在选择供热机组的容量、类型和参数时, 还应通过方案比较, 进行与锅炉容量、参数的匹配。

### 11.2 供热系统

#### 11.2.1 系统范围

供热系统通常可分为厂内供热系统和厂外热力网系统两部分。厂内供热系统属于供热发电厂的范围, 而厂外热力网系统则通常由地区建设部门或工厂企业负责, 接口分界点一般设在供热发电厂边界的第一只阀门处。

本节仅对厂内供热系统作简要描述。

#### 11.2.2 系统说明

(1) 对于供应民用的采暖、通风、空调及生活热水热负荷的厂外热力网系统, 应采用水作为供热介质。对于同时供应生产工艺热负荷和民用生活热负荷的厂外热力网系统, 应根据具体情况, 采用蒸汽或水作为供热介质, 也可采用蒸汽和水两种供热介质。

(2) 当供热发电厂具有足够的补给水资源且水处理费用较低时, 可采用开式供热系统。供热管道可采用单管制, 根据具体要求和条件, 也可采用双管制或多管制。

(3) 大型的集中供热热力网应采用间接供热, 在供热发电厂内设置热网首站。首站内配置热网换热器、热水循环泵、补充水定压系统等。换热器可选用管式或板式, 换热器的台数和单台能力的确定应能适应热负荷的分期增长, 并考虑供热可靠性的需要。换热器的凝结水泵和热水循环泵的台数不应少于 2 台, 其中 1 台备用。

(4) 当热用户能返回凝结水且在技术经济上合理时, 应在供热发电厂内装设回水收集设备。

(5) 根据汽轮机的各级工业抽汽和排汽参数, 在供热发电厂内应各装置 1 套新蒸汽减压减温装置, 作为热源的备用, 其容量宜为 1 台汽轮机相应参数的最大抽汽量或排汽量。

# 第 5 章 发电机及其相关系统

## 1 发电机

### 1.1 发电机分类

火力发电厂的发电机按转子磁极数分，有 2 极式和 4 极式两种；按转子轴数分，有单轴式和双轴式两种；按冷却方式分类见表 2.5-1。一般火力发电厂发电机均采用 2 极式单轴发电机，在额定容量超过 1000MW 时，采用过双轴发电机和 4 极发电机。

表 2.5-1 发电机按冷却方式分类

冷却方式名称	冷却方式说明
全空冷	定子和转子绕组及定子铁芯全部采用空气进行冷却
全氢冷	定子和转子绕组用氢气作表面冷却或内冷，定子铁芯氢冷
水氢氢	定子绕组水内冷，转子绕组氢内冷，定子铁芯氢冷
水水空	定子和转子绕组水内冷，定子铁芯空气冷却，又称为双水内冷
水水氢	定子和转子绕组水内冷，定子铁芯氢冷
全水冷	定子和转子绕组及定子铁芯均采用水冷

### 1.2 发电机主要参数选择

发电机主要参数包括额定电压、额定容量、最大连续容量、额定频率、额定功率因数、短路比、直轴瞬变电抗（饱和值） $X_d'$ 、直轴超瞬变电抗（饱和值） $X_d''$ 、效率、承受负序电流能力等参数。发电机主要参数选择如下：

(1) 发电机和汽轮机的容量选择条件应相互协调，即不能因为发电机容量限制汽轮机的出力。在额定功率因数和额定氢压下，氢冷发电机的额定容量与汽轮机的额定出力相匹配，发电机的最大连续容量与汽轮机的最大连续出力相匹

配，且其冷却器进水温度宜与汽轮机相应工况下的冷却水温度相一致。

(2) 发电机额定频率我国采用 50Hz。发电机额定功率因数的选择与发电机容量有关。

(3) 发电机短路比（同步发电机在额定转速下，空载电压为额定值时的励磁电流的比值）增大，可以提高发电机静态稳定性，但会增加发电机制造成本，国家标准中规定空冷机组各种容量等级发电机的最小短路比为 0.45，而对氢冷和液体冷却发电机最小短路比规定为：200MW 及以下发电机为 0.45，200MW 以上发电机为 0.4。

(4) 在额定负载条件下，发电机同步电抗（ $X_c$ ），标么值可取为短路比的倒数，其值越小，则发电机静态稳定性越好。发电机直轴瞬变电抗（饱和值） $X_d'$  影响发电机暂态稳定，其值越小，则暂态稳定性能越好。发电机直轴超瞬变电抗（饱和值） $X_d''$  确定发电机组在故障状态承受的电磁转矩和电磁力，一般希望其值大一些好，但是  $X_d''$  和  $X_d'$  两者很大程度上取决于同一磁通，因此应考虑其相容性，即  $X_d''$  的上限不能太靠近  $X_d'$  的下限值，国家标准仅规定发电机的  $X_d''$  不应小于 0.1。

(5) 发电机效率与制造厂设计制造水平和电机材料选择有关，国家标准中规定了各种容量机组的发电机效率最小值。

(6) 发电机承受负序电流能力按国家标准规定选取。但是在一些特殊运行环境如电网具有较大的不平衡负载时，用户可通过与发电机制造厂协商决定发电机能够承受比国家标准规定更高的负序电流。

### 1.3 发电机励磁系统

#### 1.3.1 励磁系统分类

发电机励磁系统是向同步发电机提供可调节的励磁电流以建立磁场的设备和装置的组合，励磁系统的分类如图 2.5-1 所示。

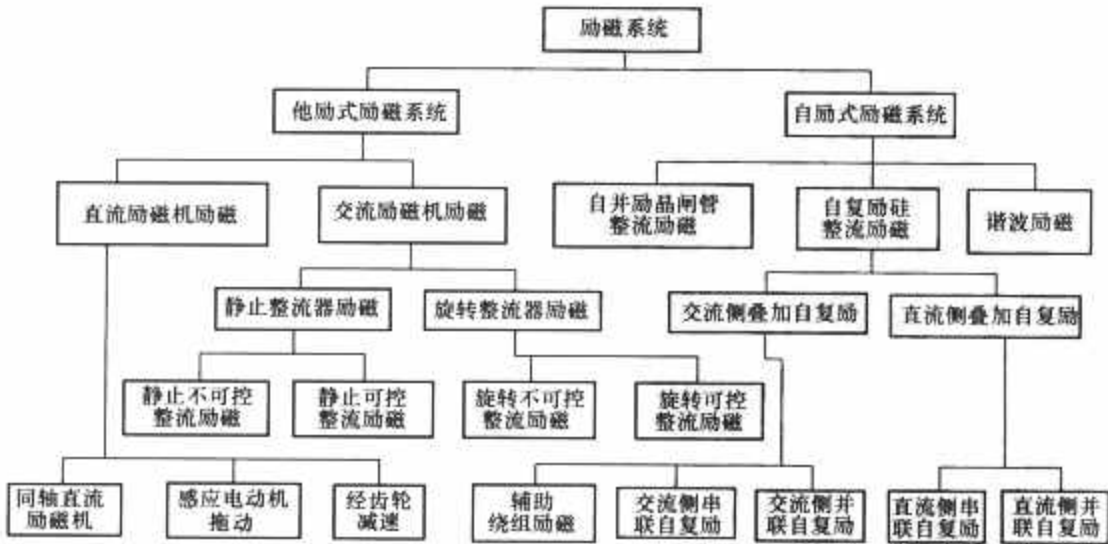


图 2.5-1 励磁系统的分类

同步发电机的励磁电流可由直流励磁机直接供给，也可由交流励磁机、发电机的辅助绕组或发电机出线等的交流电

经可控整流器整流后供给。凡由励磁机提供励磁电源的称他励式励磁系统。凡由发电机出线或发电机辅助绕组提供励磁



电源的称自励式励磁系统。

同步发电机的励磁电流由直流励磁机供给的励磁方式称为直流励磁机励磁。直流励磁机励磁按与原动机连接方式分为与发电机同轴、经齿轮减速器与发电机轴连接和由单独电源供电的感应电动机拖动三种类型。

同步发电机的励磁电流由交流励磁机经整流器整流后供给的励磁方式称为交流励磁机励磁。交流励磁机励磁按整流器是否旋转分为静止整流器励磁和旋转整流器励磁两类。这两类励磁方式又可按整流器是否可控分为不可控整流励磁和可控整流励磁。

同步发电机的励磁电流由接在机端的励磁变压器经可控整流器整流后供给的励磁方式称为自并励整流励磁。

从同步发电机电压和电流取得励磁电源，经整流器整流后供给该发电机励磁电流的励磁方式称为自复励整流励磁。自复励整流励磁按电压、电流复合位置的不同，可分为交流侧叠加自复励和直流侧叠加自复励。按叠加方式的不同又分为串联自复励和并联自复励。

励磁电源取自嵌在同步发电机定子槽楔上的辅助绕组的一种自复励整流励磁方式称为辅助绕组励磁。

在同步发电机的定子槽中嵌入一独立的绕组，利用气隙磁场中的三次谐波分量感应出三次谐波电动势，经可控整流后供给转子励磁电流的一种励磁方式称为三次谐波励磁。

### 1.3.2 励磁方式选型要求

励磁方式选择与机组容量大小、制造厂技术和发电厂接入的电力系统的要求有关，发电厂接入系统设计应对发电机励磁系统提出要求。当系统容量较小或电厂处在系统的末端时，不宜选择自并励整流励磁系统。

与发电机同轴的直流励磁机的励磁方式一般只适用于单

机容量为100MW及以下的汽轮发电机。

交流励磁机静止整流器励磁一般用于额定出力为100~300MW的汽轮发电机。交流励磁机旋转整流器励磁一般用于额定出力为300~1000MW的汽轮发电机。自并励整流励磁系统一般用于额定出力为100~1000MW的汽轮发电机。

## 2 电气主接线系统

火力发电厂中将发电机、变压器、电抗器、断路器、隔离开关等电气设备通过母线、导线、电缆等连接起来，并配置避雷器、电压互感器和电流互感器等，构成火力发电厂汇集和分配电能的完整电气系统，称为电气主接线。

### 2.1 电气主接线功能

在电厂正常运行方式下，能送出全部发电机组的容量，当电气主接线中某一电气设备发生故障时不影响其他回路的正常供电，能够灵活可靠地汇集和分配电能。

### 2.2 电气主接线的设计原则

电气主接线是根据发电厂在系统中的地位、负荷的重要性、进出线回路数、设备特点、配电装置形式，以及发电厂的单机容量和规划容量等条件确定。主接线应满足可靠性、灵活性和经济性三项基本要求。

#### 2.2.1 发电厂的电气主接线类型

发电机引出线一般采用发电机—变压器单元接线和扩大单元接线。

高压配电装置电气接线主要有单母线（分段或不分段）、双母线（单分段或双分段）、3/2断路器接线、4/3断路器接线、桥形接线和角形接线，如图2.5-2所示。

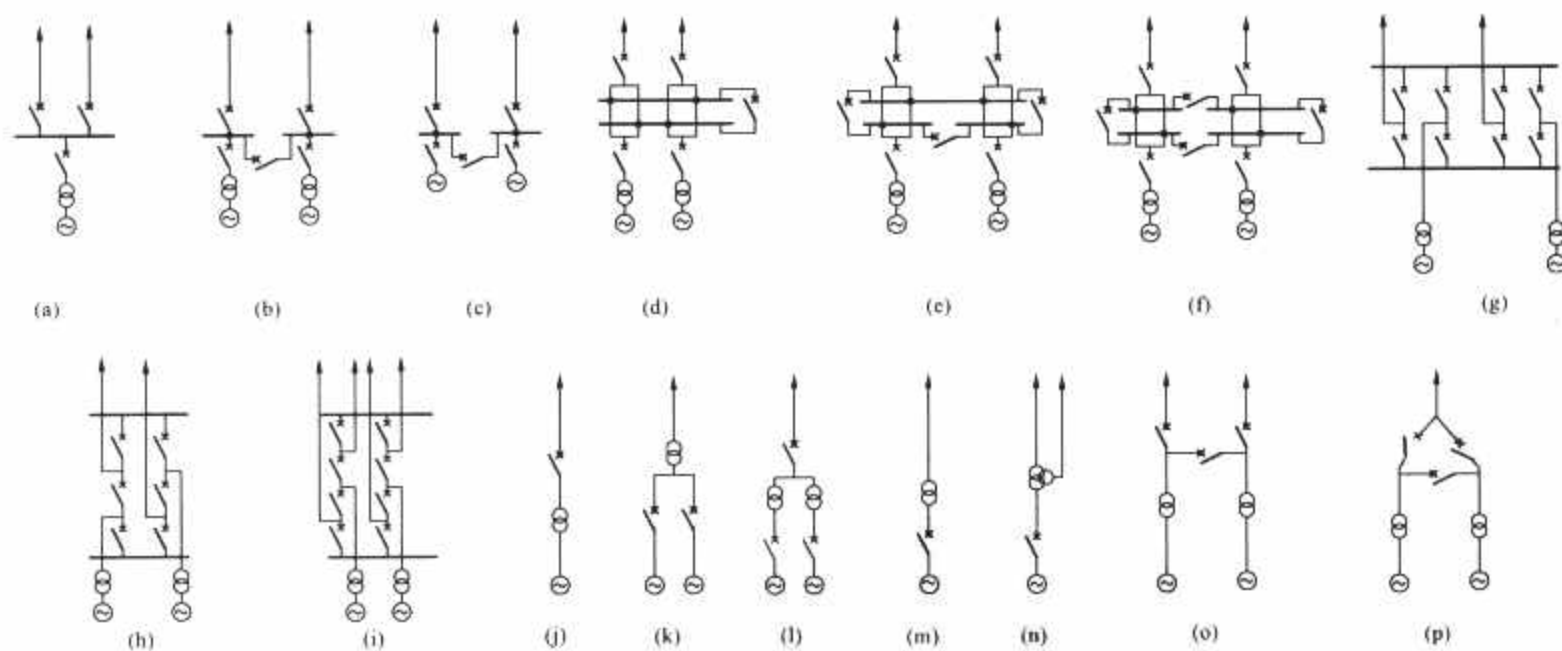


图 2.5-2 火力发电厂的电气主接线类型

- (a) 单母线接线；(b) 单母线分段接线 1；(c) 单母线分段接线 2；(d) 双母线接线；(e) 双母线单分段接线；(f) 双母线双分段接线；(g) 双断路器接线；(h) 3/2 断路器接线；(i) 4/3 断路器接线；(j) 发电机—变压器—线路单元接线；(k) 扩大单元接线 1；(l) 扩大单元接线 2；(m) 出口设断路器接线 1；(n) 出口设断路器接线 2；(o) 桥形接线；(p) 角形接线

(1) 单母线接线。所有电源进线和送出线都接在一组母线上，如图2.5-2(a)所示。其优点是设备少，接线清晰，不易误操作，便于扩建和采用成套装置；缺点是所有线路和变压器回路都接在一组母线上，当母线或母线隔离开关进行检修或发生故障，或继电保护动作而断路器拒动时，都会使整个配电装置停电。

这种接线方式的适用范围：1台发电机，6~10kV配电装置的出线回路数不超过5回；1台发电机，35~66kV配

电装置的出线回路数不超过3回；1台发电机，110~220kV配电装置的出线回路数不超过2回。

(2) 单母线分段接线。在进、出线回路较多时，为了提高单母线接线的灵活性和缩小元件故障的影响范围，使用断路器将单母线分段的一种接线，如图2.5-2(b)、(c)所示。这种接线的优点是母线分段后，对重要用户可有两个电源供电，当一段母线发生故障时，分段断路器自动将故障段切除，可保证正常段母线不间断供电；缺点是当出线为双回路



时,常使架空线路出现交叉跨越。这种接线方式通常适用在出线不超过6回的35~110kV配电装置中。

(3) 双母线接线。这种接线的每一回路都通过1台断路器和两组隔离开关分别连接到两组母线上,每组母线均能承担所有电能分配及送出,两组母线通过联络断路器连接,如图2.5-2(d)所示。其优点是供电可靠性高,当一组母线或母线隔离开关故障或需进行检修时,可将该组母线上的所有回路倒换到另一组母线上继续运行;可根据运行的需要,调整每组母线上所连接的回路数;在配电装置中通过合理地布置能够避免出线回路的交叉跨越;调度灵活,以适应系统中各种运行调度和潮流变化需要。其缺点是当一组母线或母线隔离开关故障或断路器拒动时,将使该组母线短时停电;母联断路器故障则会使整个配电装置停电;母线隔离开关倒换操作频繁,发生误操作的概率大;投资比单母线分段接线大。

这种接线方式通常使用在负荷大、潮流变化大,出线回路数较多,且高压配电装置在电力系统中居重要地位的发电厂。一般情况下,发电厂220kV配电装置进出线回路数在10回以下、110kV配电装置进出线在12回以下时采用。

在双母线接线中,当一组母线发生故障时,会引起1/2回路停电;当母联断路器故障时,会造成全部回路停电。这些缺点对可靠性要求很高的发电厂是不能接受的。因此采取将主母线进一步以断路器分段的措施,分段方式有两组主母线中一组母线分段(双母线单分段)和两组母线都分段(双母线双分段)两种。双母线单分段接线的一段母线发生故障时,只引起1/3回路停电;母联断路器或分段断路器故障时,引起2/3回路停电。双母线双分段接线的一段母线故障时,只引起1/4回路停电;母联断路器或分段断路器故障时,只引起1/2回路停电。所以将母线分段后,能够提高供电的可靠性。因此,当进、出线回路数较多,而该高压配电装置在电力系统中占主要地位时,可采用双母线单分段或双母线双分段接线,如图2.5-2(e)、(f)所示。

在20世纪80~90年代的工程设计中,为了保证双母线接线中任一进出线断路器检修或故障时,不中断对该回路用户的供电,增设了旁路母线,以确保供电的可靠性。近年来,随着断路器质量的提高及电网接线的可靠,一般不再设置旁路母线。

(4) 双断路器接线。每一进、出线回路采用两台断路器分别接入两组主母线的电气主接线,如图2.5-2(g)所示。这种接线的优点是1组主母线检修或故障时,不影响回路供电;任一台断路器检修或故障可通过与它并联的另一台断路器继续供电。其缺点是断路器数量较多,投资较大,占地面积也大。这种接线方式国内采用的较少。

(5) 3/2断路器接线。3/2断路器接线是一种没有多回路集结点,1个回路由两台断路器供电的双重连接的多环形接线,也是从双母线双断路器改进而成的。由于330kV及以上断路器及隔离开关的投资较大,为了减少断路器,把两回路的进出线通过3台断路器接到母线上,这样仍具有较高的灵活性和可靠性,如图2.5-2(h)所示。这种接线的优点是每一回路由两台断路器连接,母线故障时只跳开与此母线相连的断路器,不影响回路供电,可靠性高。正常运行时,形成多环形供电,运行调度灵活;检修母线时,回路不需切换,操作检修方便。其缺点是由于中间断路器连接着两个回路,使继电保护和二次线较为复杂;接线在3串以上时才能构成多环,当只有两串时,类同角形接线。

这种接线方式,在大容量发电厂中的330kV及以上配

电装置内,当进出线回路数在6回及以上时常采用。

(6) 4/3断路器接线。由于330kV及以上超高压开关设备造价高,为了减少设备投资,把三回路的进、出线通过4台断路器接到两组母线上,如图2.5-2(i)所示。与3/2断路器相比,此接线使用的断路器数量较少,而继电保护复杂。当检修一台断路器而另一台断路器又发生故障时,停电线路最多可达3回。因此这种接线的供电可靠性与3/2断路器相当。4/3断路器接线通常用于进线回路数与出线回路数相差1倍左右的发电厂中。

(7) 发电机—变压器—线路单元接线。为了减少发电厂的用地和节省投资,发电厂内配电装置不设母线,发电机经升压变压器直接以送电线路接到附近的枢纽变电站,如图2.5-2(j)所示。这种接线方式仅当发电厂距离枢纽变电站较近时采用。

(8) 当技术经济合理时,可采用将两台发电机通过1台升压变压器的扩大单元接线,如图2.5-2(k)所示。也可采用将两组发电机—变压器组通过1台断路器接至高压母线的扩大单元接线,如图2.5-2(l)所示。

(9) 近年来600~1000MW大容量发电机组以330~750kV超高压电压等级接入系统的出现,以及线路输送能力的提高,派生出初期两台机一回出线、两台机两回出线等机组多、出线回路数少的特殊情况。这种情况一般采用角形或桥形接线作为过渡接线,如图2.5-2(o)、(p)所示。

(10) 大型火力发电厂由于容量大,需要较高电压输送电能,因而其接线特点是发电机和升压变压器采用单元接线方式,直接接入高压配电装置,或经送电线路直接接到附近的变电站。

发电机和升压变压器采用单元接线方式时,对单机容量为300MW的发电机与变压器之间不设断路器,对单机容量为600MW及以上的发电机与变压器之间需经技术经济比较,合理时在发电机出口可装设断路器,如图2.5-2(m)所示。

容量在125MW及以下的发电机与三绕组变压器或自耦变压器为单元连接时,在发电机出口宜装设断路器,如图2.5-2(n)所示。

## 2.2.2 单机容量300MW及以上发电厂典型电气主接线

单机容量为300MW的火力发电厂一般建设在工业企业内或城市附近,其接线特点大多采用单元接线接至厂内220kV或330kV配电装置。其典型的电气主接线如图2.5-3所示。

单机容量在600MW及以上的大型发电机组,一般都经较高的电压送出电能,其接线特点是发电机与升压变压器采用单元接线方式,直接接入厂内330kV及以上高压配电装置,或经送电线路直接送至附近的枢纽变电所。图2.5-4为4×600MW大型火力发电厂的电气主接线。

## 2.3 主接线系统设备选型

### 2.3.1 主变压器台数的确定

具有发电机电压母线的发电厂,其主变压器与系统连接一般选用两台。对主要由发电机电压供电而系统电源仅作为备用的地方电厂,则允许只装设1台主变压器作为发电厂与系统间的联络。

采用发电机—变压器单元连接的主变压器台数与发电机台数相一致。

### 2.3.2 主变压器容量选择

带有发电机电压母线的中、小型发电机组的主变压器容量应按下列条件计算:当发电机电压母线上最小负荷时,能





容量。

2.3.3 高压变压器/电抗器选择

(1) 电力变压器及其附属设备应按形式、容量、绕组电压、相数、频率、冷却方式、联结组别、短路阻抗、绝缘水平、调压方式、调压范围、并联运行特性、损耗、温升、过载能力、噪声水平、中性点接地方式等选择，并按使用条件包括环境、系统电压波形及谐波含量等校验。

(2) 变压器可根据安装条件，按用途、绝缘介质、绕组形式、相数、调压方式及冷却方式确定选用变压器的类型。在可能的条件下，优先选用三相变压器、自耦变压器、低损耗变压器、无励磁调压变压器。

(3) 选择变压器短路阻抗时，应根据变压器所在系统条件尽可能选用相关标准规定的标准阻抗值。为限制过大的系统短路电流，应通过技术经济比较确定选用高阻抗变压器或限流电抗器。选择高阻抗变压器时应按电压分挡设置，并应校验系统电压调整率和无功补偿容量。

(4) 变压器分接头宜设置在高压绕组或中压绕组上，尽量在星形连接绕组和在网络电压变化最大的绕组上。无励磁调压变压器一般用于电压及频率波动范围较小的场所；有载调压变压器一般用于电压波动范围大，且电压变化频繁的場所；在满足运行要求的前提下，能用无载调压的尽量不用有载调压。自耦变压器采用公共绕组调压时，应验算第三绕组电压波动不超过允许值。在调压范围大，第三绕组电压波动范围不允许太大时，推荐采用中压侧线端调压。

(5) 发电厂高压并联电抗器一般用于无功补偿或者防止线路过电压，其参数选择一般根据发电厂接入系统设计要求经系统计算确定。电抗器选择与变压器类似，一般高压并联电抗器采用油浸式结构。

2.3.4 高压断路器选择

(1) 断路器的额定参数选择包括正常工作条件（电压、电流、机械寿命、电寿命、端子荷载等）和短路稳定性、绝缘水平、操作性能（如开断电流、短路关合电流、操作循环、过电压限制等），且应按工程使用环境条件校验，并满足有关环境保护（电磁干扰及噪声等）要求。

(2) 断路器形式选择见表 2.5-2。

表 2.5-2 断路器形式选择

安装使用场所		可选择的主要形式	备 注
发电机电路	中小型机组	真空断路器 SF <sub>6</sub> 断路器	该回路额定电流、短路电流及非周期分量较大，断路器无重合闸要求
	大型机组	SF <sub>6</sub> 断路器 空气断路器	该回路额定电流大、短路电流大，非周期分量可能超过周期分量，要求该断路器开断电流大，时间快，动、热稳定电流大，无重合闸要求
配电装置	35kV 及以下	真空断路器 SF <sub>6</sub> 断路器	多用于屋内或成套开关柜内。电缆线路开断应无重燃
	35~220kV	SF <sub>6</sub> 断路器	
	330kV 及以上	SF <sub>6</sub> 断路器	对地震烈度较大地区，断路器宜选用罐式断路器，一般地区可选择柱式断路器
并联电容器组		真空断路器 SF <sub>6</sub> 断路器	
串联电容器组		与配电装置同型	
高压电动机		真空断路器	

(3) 关于断路器选择的几个关键因素。在校核断路器的断流能力时，应用开断电流校验，一般宜取断路器实际开断时间（继电保护动作时间与断路器分闸时间之和）的短路电流作为校验条件。断路器的额定短路开断电流由交流分量有效值及直流分量百分数 2 个值来表征。

根据断路器是否有重合闸的需要对断路器可提出不同的额定操作顺序要求。当断路器满足额定操作顺序要求时，则不必因为重合闸而降低其断流能力。

应提出切合小电感电流包括空载变压器励磁电流、感应电动机空载电流、并联电抗器额定负载电流等的过电压要求。当为限制过电压而需要在断路器的断口间装设并联电阻时，其装设原则见表 2.5-3。

表 2.5-3 断路器的并联电阻装设原则

类别	作 用	常用阻值	适用范围
分闸电阻	降低恢复电压的起始陡度和幅值，增大开断能力	<1kΩ <sup>①</sup>	各种电压等级的断路器，发电机专用断路器
	开断空载长线时，释放线路残余电荷	几千欧	220kV 及以上线路断路器
	限制开断小电感电流时产生的操作过电压	开断并联电抗几百到几千欧，开断空载变压器几千到几万欧	220kV 及以上断路器
	断口均压	>10kΩ <sup>②</sup>	多断口高压断路器
合闸电阻	限制合闸和重合闸过电压	200~1000Ω <sup>②</sup>	330kV 及以上断路器

① 一般由制造部门考虑。  
② 最佳合闸电阻阻值视工程具体条件确定，一般取 1.5~2 倍波阻抗，对 500kV 系统，一般制造厂标准配置在 400Ω 左右。

SF<sub>6</sub> 气体在低温下容易液化，不适用于严寒地区使用。在我国北方地区冬季户外气温低于 -25℃，SF<sub>6</sub> 断路器会因 SF<sub>6</sub> 气体液化而无法正常工作。为解决 SF<sub>6</sub> 断路器（尤其是瓷柱式 SF<sub>6</sub> 断路器）在北方严寒地区的使用问题，可采用以下处理方案：

- 1) 用 SF<sub>6</sub>+CH<sub>4</sub>（甲烷）混合气体作为灭弧介质。
- 2) 用电加热器加热。
- 3) 降低 SF<sub>6</sub> 气体压力。

(4) 发电机出口断路器选择的特点。发电机出口断路器的类型可以选用 SF<sub>6</sub>、压缩空气或真空断路器，其中真空断路器一般用于小机组发电机出口回路（100MW 及以下，回路电流在 10000A 以下），100MW 以上一般采用 SF<sub>6</sub> 或压缩空气断路器。

发电机出口断路器选择校验条件与普通高压断路器类似，不同在于在校核发电机断路器开断能力时，应分别校验系统侧电源和发电机侧电源在主弧触头分离时对称短路电流值、非对称短路电流值及非对称短路电流的直流分量值。发电机断路器需要开断的直流分量较大，系统侧直流分量衰减时间常数 τ 一般大于 60ms，而发电机直流分量衰减时间常数 τ 一般大于 100ms，因此选择发电机出口断路器时必须校验断路器的直流分量分断能力，通常可选为 60%（小机组）和 80%（中、大机组）。

发电机断路器应具有失步开断能力，其额定失步开断电



流应为额定短路开断电流的50%。发电机断路器在开断短路电流、负荷电流及失步电流时,暂态恢复电压应满足相应标准规定,首相开断系数和幅值系数可取1.5。

### 2.3.5 高压隔离开关选择

(1) 隔离开关选择包括正常工作条件(电压、电流、极数、端子机械载荷、机械和电气寿命等)和短路稳定性、绝缘水平、操作性能(额定短路关合电流、开合小电流的额定值、额定母线转移电流开合能力、操作相数、操动机构形式等),并应按工程环境条件校验,满足环境保护(电磁干扰及噪声)要求。

(2) 隔离开关应具有切合电感、电容性小电流的能力,应使电压互感器、避雷器、励磁电流不超过2A的空载变压器及电容电流不超过2A的空载母线、空载线路等,在正常情况下操作时能可靠切断。以空气为绝缘和气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)中的隔离开关的母线转换电流额定值均规定为其额定电流的80%,但一般不超过1600A。

(3) 应按使用条件选择隔离开关的接地开关开、合感应电流的能力,标准分为A类和B类接地开关,A类接地开关用于线路间耦合线路距离较短或耦合联系较弱的场所,B类接地开关用于线路间耦合段距离较长或耦合联系较强的场所(一般指同塔双回及以上、长距离线路两端的接地开关)。

### 2.3.6 高压电流互感器选择

(1) 电流互感器参数选择包括正常工作条件(一次电压、一次电流、二次负荷、二次电流等)和短路稳定性、绝缘水平、测量和保护性能(准确度等级和暂态特性、一次短路电流、一次时间常数等),并按环境条件校验和满足环境保护要求。

(2) 3~35kV屋内配电装置的电流互感器,根据安装使用条件及产品情况,宜选用树脂浇注绝缘结构;35kV及以上配电装置的电流互感器,宜采用油浸瓷箱式、干式、SF<sub>6</sub>气体绝缘结构或光纤式绝缘结构的独立式电流互感器。

(3) 330kV及以上系统和大型发电厂的保护用电流互感器应考虑短路暂态的影响,宜选用具有暂态特性的TP类互感器,如保护装置本身具有克服电流互感器暂态饱和影响的能力,则可按保护装置具体要求选择适当的P类电流互感器。对220kV及以下系统的电流互感器一般可不考虑暂态影响,采用P类电流互感器。对某些重要回路可适当提高所选互感器的准确限值系数或饱和电压,以减缓暂态影响。

(4) 测量用电流互感器应根据电力系统测量和计量系统的实际需要合理选择互感器的类型和准确级。要求在较大工作电流范围内作准确测量时(如关口表)应选用S类电流互感器。为保证二次电流在合适的范围内,可采用复变比或二次绕组带抽头的电流互感器。

### 2.3.7 高压电压互感器选择

(1) 电压互感器选择包括正常工作条件(额定一次电压、二次电压、额定电压因数、系统接地方式、二次负荷等)、额定绝缘水平、测量和保护性能(准确度等级、保护及测量的要求、兼用于载波通信时的高频特性等),并按工程环境条件校验和满足有关环境保护要求。

(2) 3~35kV屋内配电装置,宜采用树脂浇注绝缘结构的电磁式电压互感器;35kV屋外配电装置,宜采用油浸绝缘结构的电磁式电压互感器;110kV及以上配电装置,当容量和准确度等级满足要求时,宜采用电容式电压互感器;SF<sub>6</sub>全封闭组合电器的电压互感器宜采用电磁式。

(3) 用于中性点直接接地系统的电压互感器,其剩余绕组额定电压应为100V;用于中性点非直接接地系统的电压

互感器,其剩余绕组额定电压应为100/3V。

(4) 电压互感器二次负荷应满足所接二次回路设备的要求,并宜在标准中规定的标准值中选择。

(5) 新型互感器。新型互感器包括光电流传感器、光电电压传感器、独立式空芯线圈(罗戈夫斯基线圈)互感器等,具有抗电磁干扰、不饱和、测量范围大、体积小、重量轻及便于数字传输等优点。这些互感器体积小、暂态响应和运行性能良好,可靠性高,适用于超高压配电装置、GIS及开关柜。

(6) 高压电瓷选择。

1) 绝缘子按用途和形式分类见表2.5-4。

表 2.5-4 绝缘子按用途和形式分类

类 型		线路绝缘子			电站、电器绝缘子		
用 途		架空电力线路、铁道牵引线路			电站和电器		
形式	可击穿型(B)型	针式	盘形悬式	螺式	隔板支柱	针式支柱	套管
	不可击穿型(A)型	线路柱式	长棒形	横担	棒形支柱	空心绝缘子	

2) 一般绝缘子选择应电压、动稳定、正常机械荷载等技术条件。对悬式绝缘子不校验动稳定。对穿墙套管应按电压、电流、动稳定、热稳定电流及持续时间等技术条件进行选择,并按使用环境条件校验。

3) 悬式绝缘子形式及每串的片数,应按系统最高电压和泄露比距、内过电压、大气过电压等条件选择,并预留零值绝缘子。

4) 屋外支柱式绝缘子一般采用棒式支柱绝缘子,需要倒装时,宜采用悬挂式支柱绝缘子。屋内支柱式绝缘子一般采用联合胶装的多棱支柱式绝缘子。穿墙套管一般采用铝导体穿墙套管。在污秽地区,应尽量采用防污盘式绝缘子。

### 2.3.8 气体绝缘金属封闭开关设备的选择

(1) 气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)是一种组合电器,其母线、断路器、隔离开关、电流互感器、电压互感器等电气设备,按一定的接线方式连接,全部或部分地密封于充有高于大气压的SF<sub>6</sub>绝缘气体并接地的金属外壳的不同气室内,构成紧凑的接受和分配电能的装置。其特点为设备外绝缘不受外界污秽影响,布置紧凑,占地面积小,模块化设计制造,工厂组装,控制、保护和信号随GIS设备成套,现场安装工作量小,设备运行可靠,维护工作量小,特别适用于高污秽地区、沿海地区,以及布置面积受限制地区。110kV及220kV GIS设备投资目前与相应户内配电装置投资已基本相当,330、500kV GIS比相应敞开式配电装置投资增加较多。按母线是否封闭在SF<sub>6</sub>气体绝缘金属外壳中,GIS又分为全GIS(母线和设备均封闭在SF<sub>6</sub>气体绝缘的金属外壳中)和半GIS即HGIS(设备封闭在SF<sub>6</sub>气体绝缘金属外壳中,母线外露,设备与母线经过绝缘套管连接)。HGIS适用于设备布置方向受限而沿母线长度方向不受限制的场所,其投资费用比GIS低。

(2) GIS各电器元件选择要素与敞开式电器元件选择基本一致,主要不同部分如下:

1) 需要考虑绝缘气体密度及年漏气率。

2) 如不能预先确定回路不带电,应采用关合能力等于相应的额定峰值耐受能力的接地开关;如能预先确定回路不带电,可采用不具有关合能力或关合能力低于相应的额定峰

值耐受电流的接地开关。因此对接地开关和快速接地开关,应考虑关合短路电流、关合时间、关合短路电流次数、切断感应电流能力、操动机构形式、操作气压、操作电压等。

(3) 选择 GIS 的元件时,尚应考虑下列情况:

1) 断路器元件的断口布置形式需根据场地情况及检修条件确定。当需降低高度时,宜选用水平布置;当需减少宽度时,可选用垂直布置。灭弧室宜选用单压式。

2) 隔离开关和接地开关应具有表示其分、合位置的可靠和便于巡视的指示装置,如该位置指示器足够可靠的话,可不设置观察触头位置的观察窗。

3) 在 GIS 母线上安装的避雷器宜选用 SF<sub>6</sub> 气体作绝缘和灭弧介质的避雷器。SF<sub>6</sub> 避雷器应做成单独的气隔,并应装设防爆装置、监视压力的压力表(或密度继电器)和补气用的阀门。

### 2.3.9 特殊环境条件下电气设备选择要求

#### 2.3.9.1 高海拔环境

对安装在海拔超过 1000m 地区的电器外绝缘应予加强。当海拔在 4000m 以下时,其试验电压应乘以系数  $K$ 。系数  $K$  为

$$K = \frac{1}{1.1 - \frac{H}{10000}} \quad (2.5-1)$$

式中:  $H$  为安装地点的海拔, m。

#### 2.3.9.2 湿热带环境

(1) 对使用于环境空气温度高于 40℃ 的设备,其外绝缘在干燥状态下的试验电压应取其额定耐受电压乘以温度校正系数  $K_t$ 。 $K_t$  为

$$K_t = 1 + 0.0033(T - 40) \quad (2.5-2)$$

式中:  $T$  为环境空气温度,℃。

(2) 湿热带环境定义见表 2.5-5。

表 2.5-5 湿热带环境定义

序号	环境因素		湿热带型
1	海拔 (m)		≤2000
2	空气温度 (℃)	年最高	40
		年最低	0
3	空气相对湿度 (%)	最湿月平均最大相对湿度	95 (25℃时)
		最干月平均最小相对湿度	—
4	凝露		有
5	霉菌		有
6	沙尘		—

#### 2.3.9.3 污秽环境选择

国家标准规定将发电厂电气设备的污级共划分为 I、II、III 级和 IV 四级,并提出了各污级下相应的外绝缘爬电比距,发电厂电气设备外绝缘应按相应的污秽等级确定爬电比距。

### 2.4 主接线系统设备布置

#### 2.4.1 电气主设备布置

电气主设备包括发电机出线设备,升压变压器,厂用工作和启动/备用变压器,各级电压配电装置中的断路器、隔离开关、电流互感器、电压互感器、避雷器等。这些设备的布置按区域大致可分为主厂房发电机出线间、发电机配电装置区、主变压器区、升压站高压配电装置区、厂用配电装置区等几个部分。上述几个部分的设计布置称为电工建筑物

总平面布置。

电工建筑物总平面布置设计是在拟订的厂址和总体规划的基础上,根据电气生产工艺流程和使用要求,结合当地各种自然条件进行的,并应与全厂总平面布置、竖向布置,以及道路交通等设施协调。

电工建筑物总平面布置的基本原则:满足电气生产工艺流程要求,满足电气主接线的要求,力求导线、电缆和交通运输线路短捷、通顺;慎重确定最终规模,妥善处理分期建设过渡;布置紧凑合理,节约用地;符合防火规定,注意风向,避免水汽、盐雾和粉尘对电气设施的侵蚀和污染。

#### 2.4.2 发电机引出线布置

发电机引出母线及其出口回路的断路器(或负荷开关)、隔离开关、电压互感器、避雷器和发电机中性点设备等,为了连接和运行方便,一般均布置在发电机基座与厂房外侧墙之间。发电机励磁回路的整流柜、励磁灭磁屏、灭磁电阻(当为自并激励磁系统时的励磁变压器)等设备一般也安装在这里。与升压变压器接成单元的中、小容量发电机一般设有出线间,其内还包括厂用分支回路的断路器、隔离开关、电流互感器和电抗器等设备。根据发电机的形式、容量、机组在汽机房内的布置形式,以及设备的多少等不同情况,出线间有单层和双层结构之分。

(1) 200MW 及以上大容量发电机的出线布置。由于大容量发电机引出线一般采用离相封闭母线,与封闭母线配套供应的发电机出口回路电压互感器、避雷器、电容器等均安装在分相封闭的抽屉式金属柜内,如有断路器或负荷开关、隔离开关时,亦为封闭式结构,发电机中性点设备(消弧线圈或接地变压器、接地电阻等)亦安装在封闭的金属柜内。这些设备带电部分均被封闭在接地的金属外壳内,不会引起人员触电,因此,出线一般为敞开式布置。有些工程是为了布置励磁回路的设备而设置了出线小间。

(2) 50~135MW 容量的发电机出线布置。直接与发电机配电母线连接的发电机,由于出口处无断路器,而断路器装在发电机配电装置和厂用分支回路,设备比较少,因此一般只在机端设 1 个两层结构的封闭小间,上层布置引出母线、电流互感器及隔离开关等,底层布置电压互感器及励磁回路设备等。

对于与三绕组升压变压器接成单元的发电机,由于发电机出口有断路器、厂用分支回路设备等,设备比较多,需要面积较大,布置也比较复杂,因此,一般除在机端处设 1 个两层的小间外,往往在相对应的主厂房外排柱侧还设有 1 个两层的小间。一般将大型断路器和电抗器等较重设备布置在底层,而其他设备则根据安装连接和运行维护的方便进行合理布置。发电机引出线有的采用裸母线经组合导线与变压器连接,近几年 135MW 机组也都采用封闭母线直接与变压器连接。

#### 2.4.3 变压器区设备布置

主变压器、厂用高压变压器、启动/备用变压器一般布置在汽机房外侧以缩短发电机至主变压器和厂用高压变压器至厂用配电装置的距离,减少封闭母线和共箱母线长度。对小容量的发电机组主变压器及启动/备用变压器,也有布置在高压配电装置场地内的,发电机采用架空组合导线跨越管线走廊接至主变压器。

变压器区内还布置有中性点设备,如隔离开关、中性点避雷器、电流互感器、中性点消弧线圈、主变压器高压侧避雷器等,这些设备的布置应便于引接又不妨碍变压器的搬运。



各变压器之间及变压器与建筑物之间的距离应符合防火间距要求,如无法满足时,在其间应设置防火墙。

#### 2.4.4 高压厂用变压器引出线布置

大容量发电机组的高压厂用变压器、启动/备用变压器低压侧,由于回路电流较大,一般采用母线引接。高压厂用变压器低压侧共箱母线由汽机房外柱直接引至汽机房 A 排框架至 B 排框架内厂用高压配电室高压开关柜上。启动/备用变压器低压侧共箱母线视启动/备用变压器布置位置,布置在汽机房外或汽机房内。

#### 2.4.5 高压配电装置布置

高压配电装置中通常装设有断路器、隔离开关、接地开关、电流互感器、电压互感器、避雷器、耦合电容器、阻波器和绝缘子等电气设备,它们按照电气主接线的要求,通过母线和连接线相互连接,可布置成多种形式,并可放置在屋外、屋内、金属柜或内部充以  $\text{SF}_6$  气体的全封闭金属外壳中。

配电装置布置形式对 35~220kV 有屋内单层和两层布置,屋外低型、中型、半高型和高型布置,气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)屋外或屋内布置。330kV 及以上配电装置主要采用屋外中型布置形式,当采用气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)配电装置时,根据工程情况可布置在屋外或屋内。

配电装置的布置形式按当地的环境条件、地形地貌、设备形式、电气总体布置和进出线方式等因素选择确定。

(1) 屋内配电装置。屋内配电装置有单层和双层两种布置形式,20 世纪 80 年代设计的 35kV 屋内配电装置大多采用装配式两层布置,上层为母线和母线隔离开关,底层为断路器。20 世纪 90 年代以后多采用成套开关柜布置在户内,单层布置。

110~220kV 屋内配电装置多数采用两层布置,底层布置断路器、电流互感器和出线隔离开关等,上层布置母线和母线隔离开关,并设置巡视操作走道和起吊设施,以便于安装检修。

污秽和严重盐雾地区,多采用屋内型配电装置或气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)配电装置,以避免污秽空气和盐雾引起电气设备外绝缘发生闪络导致短路事故,造成停电。

屋内配电装置的优点是:污秽和盐雾不会直接影响电气设备,提高了运行可靠性,减少了清洗设备外绝缘的工作

量;屋内配电装置采用硬母线或档距小的软母线,相间距离小,设备可分层布置充分利用空间,减少了占地面积;操作、巡视和维护设备方便,不受气候影响;设备外绝缘沿面泄漏距离减小,设备造价低。其缺点是:土建费用较高。

(2) 屋外配电装置。屋外配电装置布置形式,根据电气设备布置安装的高度及母线布置方式不同,可分为低型、中型、半高型和高型等几种。

当母线布置在上方,设备为落地布置,设备周围设置防护围栏的配电装置称为低型布置。当母线布置在上方,设备安装在支架上或较高的基础上,周围不设置防护围栏的称为中型布置。中型布置的特点是:中型配电装置中电气设备都安装在地面上,且不在母线下,其设备操作、巡视和检修方便,构架简单,投资省;但占地面积较大。分相中型布置可采用管形母线和单柱折叠式隔离开关将隔离开关布置在母线下方,以节省占地。330~750kV 屋外配电装置中,因设备高大笨重,故均采用中型或分相中型布置。

将母线和母线隔离开关抬高,断路器和电流互感器等设备布置在母线下方的配电装置称为半高型布置。半高型布置的特点是:半高型配电装置耗钢量和投资都优于中型和高型屋外配电装置,而且由于母线隔离开关安装高度一般仅为 7~7.5m,能够在地面上直接操作和观察分、合闸情况,可以不必专设上层操作巡视走道,故其结构简单,布置紧凑,在 110kV 配电装置中得到广泛应用。

双母线接线时两组母线上下两层重叠布置,母线隔离开关布置在上层,上层设有操作及维护走道,其他设备布置在下面的配电装置称为高型布置。高型布置的优点是:两组母线下面没有电气设备,进出线断路器都布置在母线的外侧;母线隔离开关均上下布置在母线的两侧;可以将两个回路布置在 1 个间隔内向两侧出线,减少占地面积。其缺点是:钢材消耗较多,上层设备检修困难。这种布置形式适用于土地比较昂贵、场地比较狭小的发电厂 220kV 配电装置。高型布置在 20 世纪七八十年代我国的华东、华南及西南地区均有使用,近年来已很少采用。

低型屋外配电装置因占地面积过大,已很少采用。

图 2.5-5 为 500kV 屋外配电装置分相中型布置出线剖面图。

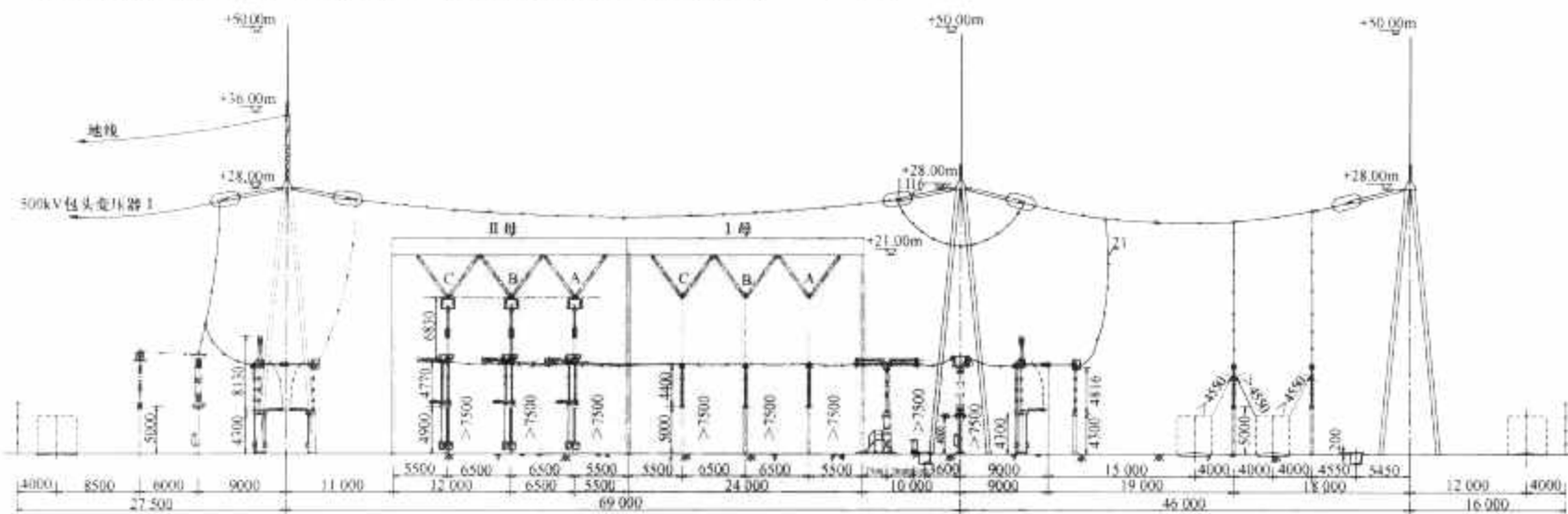


图 2.5-5 500kV 屋外配电装置分相中型布置出线剖面图

(3) 气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)配电装置。按照使用条件 GIS 配电装置分为屋内型和屋外型。屋外型 GIS 不需设置厂房,可减少建设投资,但长期受到日照雨淋,夏季温升增高,冬季(特别严寒地区)  $\text{SF}_6$  气体可能液化,故对屋外 GIS 应考虑日照辐射,以及屋外环境对设备的影响。

而屋内型 GIS 运行条件较好,但增加了厂房、吊车、排风等设施,建设费用较高。

按内部结构 GIS 可分为三相共箱型和分箱型两种。三相共箱型是将三相电器安装在同一箱体内,用绝缘支架或隔板将其隔开。这种结构可节约金属外壳材料,节省占地。此



外,当三相电流同时流过母线时,磁力线在外壳中相互抵消,可减少涡流损失。在 110kV 及以下电压等级中采用这种结构。分箱型 GIS 中各相电器单独安装在分相的金属外壳内,外壳材料多,涡流损耗大。但分箱结构简单,绝缘问题较易解决。220~750kV 电压等级均采用分箱型。

GIS 配电装置的特点是:结构布置紧凑、占地面积小;设备带电部分全部封闭在金属外壳内,可避免高压对环境的电磁污染;可防止人员触电伤亡;设备绝缘性能不受周围大气条件影响;检修周期长,运行可靠性高,使用寿命长等。

其缺点是:造价较高;一旦内部故障,更换元件及大修比常规电器困难,检修时间长。

近几年由于国产 GIS 的技术及生产工艺日益成熟,在空气污秽地区、盐雾地区、土地昂贵地区、土石方开挖工程量大的地区,110kV 和 220kV 配电装置可采用 GIS 配电装置。330kV 及以上电压等级的配电装置,当技术经济合理时,也可采用 GIS 配电装置或半 GIS (HGIS) 配电装置,如图 2.5-6 所示。

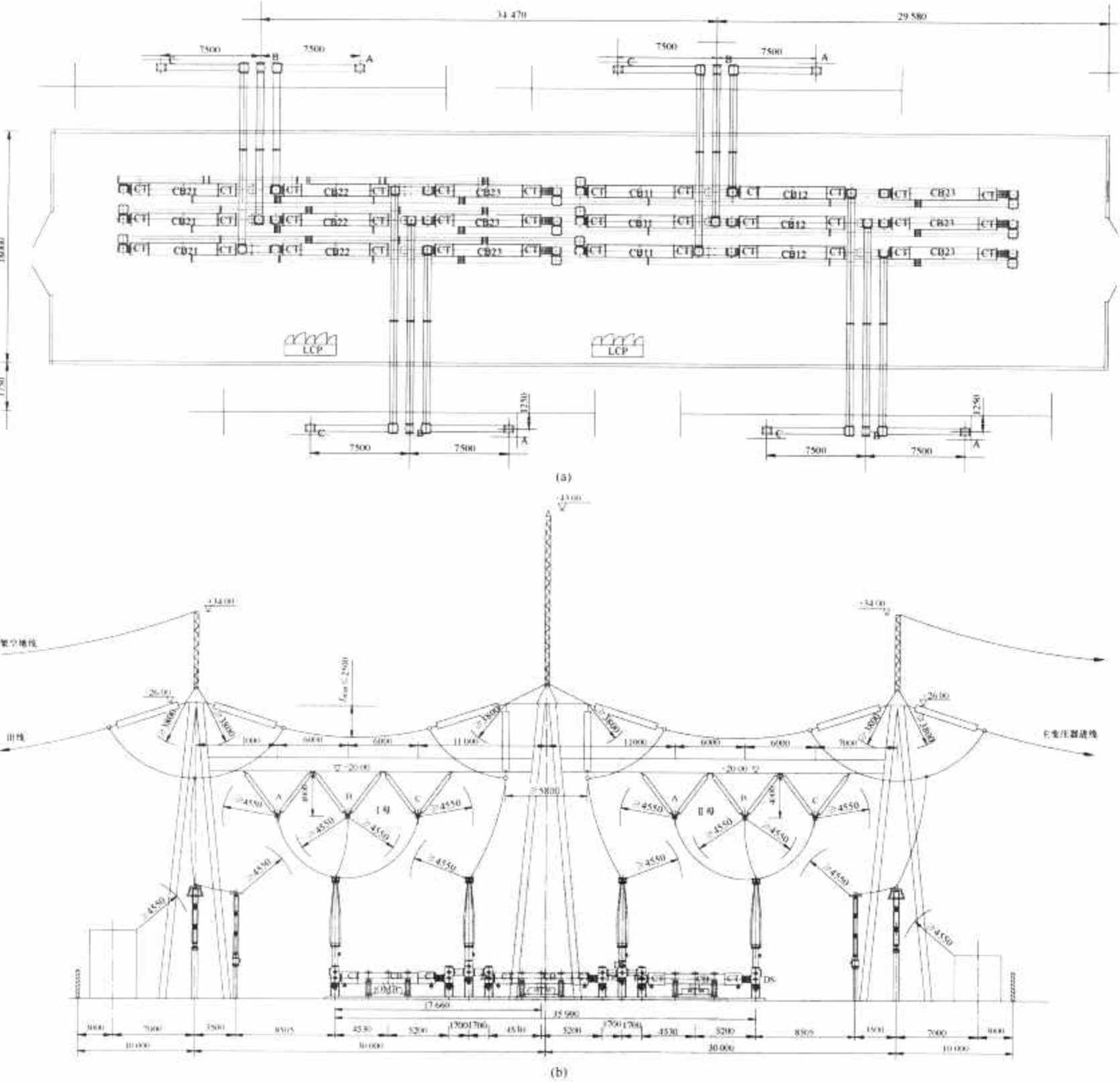


图 2.5-6 500kV GIS 配电装置  
(a) 500kV GIS 配电装置平面布置图; (b) 500kV HGIS 配电装置剖面图

2.5 绝缘配合、过电压保护及防雷接地

2.5.1 绝缘配合

绝缘配合是根据系统中可能出现的各种电压和保护装置的特性来确定设备的绝缘水平,或者根据已有设备的绝缘水平,选择适当的保护装置,以便把作用于设备上的各种电压

所引起的设备损坏和影响连续运行的概率,降低到技术经济最为合理的水平,力求取得较高的经济效益。

一般 220kV 及以上系统按外过电压选择绝缘的雷电冲击耐受电压强度、以避雷器雷电保护水平为配合基础;330kV 及以上系统还要按操作过电压和雷电过电压两者同时选择绝缘强度,且以相应的避雷器保护水平为基础进行绝

缘配合。

(1) 工频过电压和暂时过电压下的绝缘配合。在发电厂工频运行电压下,电气装置瓷外绝缘的爬电距离应符合相应环境污秽分级条件下的爬电比距要求,电气设备应能承受一定幅值和一定时间的工频过电压和谐振过电压。

(2) 操作过电压下的绝缘配合。

1) 对 330kV 及以上架空线路,确定其操作过电压要求的绝缘水平时,可用将过电压幅值和绝缘强度作为随机变量的统计法,并且仅考虑空载线路合闸、单相重合闸和成功的三相重合闸(如运行中使用)时过电压。

2) 对发电厂 330kV 及以上电气设备的操作冲击绝缘水平,以及绝缘子串、空气间隙的操作冲击绝缘强度,以避雷器相应保护水平为基础,进行绝缘配合。

3) 电气设备内绝缘相对地额定操作冲击耐压与避雷器操作过电压保护水平间的配合系数不应小于 1.15 (配合系数系指被保护设备的耐压水平与保护设备的保护水平之比)。

4) 电气设备外绝缘相对地干态额定操作冲击耐压与相应设备的内绝缘额定操作冲击耐压相同,淋雨耐压值要降低 5%。

5) 绝缘子串操作过电压配合系数为 1.18。

6) 空气间隙相对地操作过电压配合系数,有风偏时取 1.1,无风偏时取 1.18,空气间隙相间操作过电压配合系数为 1.9。

7) 对发电厂 220kV 及以下的架空线路和绝缘子串、空气间隙的操作过电压要求的绝缘水平,以计算用最大操作过电压为基础进行绝缘配合。

(3) 雷电过电压下的绝缘配合。发电厂中电气设备、绝缘子串和空气间隙的雷电冲击强度,以避雷器雷电保护水平为基础进行配合。

1) 对变压器内、外绝缘的全波额定雷电冲击耐压与所选用的避雷器标称放电电流下的残压间的配合系数为 1.4。

2) 并联电抗器、高压电器、电流互感器、单独试验的套管、母线支持绝缘子及电缆及其附件等的全波额定雷电冲击耐压与避雷器标称放电电流下的残压间配合系数为 1.4。

3) 变压器、并联电抗器及电流互感器截波额定雷电冲击耐压取相应设备全波额定雷电冲击耐压的 1.1 倍。

## 2.5.2 过电压保护及避雷器选择

避雷器是电力系统极为重要的过电压保护设备。按保护对象,避雷器可分为保护电站设备绝缘用的电站型、保护旋转电机用的电机型、保护 3~10kV 配电系统用的配电型,以及保护线路和配电变压器用的线路型等。

避雷器一般安装在被保护设备附近,与被保护设备并联,正常情况下避雷器不导通,当作用在避雷器上的电压达到避雷器动作时的电压时,避雷器导通通过大电流,释放过电压能量并将过电压限制在一定水平,保护设备的绝缘。

从避雷器的发展过程看,避雷器大致可以分为保护间隙、管式避雷器、普通阀式避雷器、磁吹避雷器、金属氧化物避雷器等类型。

氧化锌避雷器的出现从根本上解决了对避雷器特性的要求,其中最关键的是氧化锌电阻所具有的非线性伏安特性,不仅残压大为降低,而且有可能避免放电间隙带来的一系列问题。可以认为,氧化锌避雷器的研制成功和推广应用是 20 世纪 70 年代以来过电压保护方面取得的突出科研成果,使电力系统和电子设备的过电压防护技术达到了一个新的水平。

氧化锌避雷器是由金属氧化锌阀片组成的阀式避雷器,金属氧化锌阀片具有优异的非线性特性,使其在正常工作电

压下只流过微安级的电流,所以氧化锌避雷器一般没有串联间隙。氧化锌避雷器对过电压响应快,具有较大的通流能力,其保护性能优于普通阀式避雷器和磁吹避雷器,近年来在电站和各配电系统中得到广泛应用。

采用无间隙氧化锌避雷器作为雷电过电压保护时,避雷器的持续运行电压和额定电压应符合下列要求:

(1) 对有效接地系统,110kV 及以上避雷器持续运行电压应不低于最高相电压即  $0.577U_m$  ( $U_m$  为系统最高运行电压),额定电压不应低于  $0.75U_m$ 。330kV 及以上系统线路侧避雷器的持续运行电压则比母线侧提高 2%,即为  $0.59U_m$ ,额定电压不应低于  $0.8U_m$ 。

(2) 对不接地系统,3~20kV 系统中避雷器的持续运行电压应不低于  $1.1U_m$ ,额定电压不应低于  $1.38U_m$ 。35kV 和 66kV 系统中避雷器的持续运行电压不应低于  $U_m$ ,额定电压不应低于  $1.25U_m$ 。

(3) 经消弧线圈接地系统避雷器的持续运行电压不应低于  $U_m$ ,额定电压不应低于  $1.25U_m$ 。

(4) 经低阻接地系统避雷器的持续运行电压不应低于  $0.8U_m$ ,额定电压不应低于  $U_m$ 。

(5) 经高阻接地系统避雷器的持续运行电压不应低于  $1.1U_m$ ,额定电压不应低于  $1.38U_m$ 。

## 2.5.3 电气装置接地

电气装置接地按其作用不同分为工作接地、保护接地、防雷接地和防静电接地四种。

(1) 工作接地。电气设备因为正常工作或排除故障需要的接地称为工作接地。

工作接地主要有:中性点直接(有效)接地系统中的自耦变压器中性点和需要接地的电力变压器中性点、线路并联电抗器中性点小电抗接地端、电压互感器接地端、接地开关接地端等的接地,以及非直接接地系统中的消弧线圈接地端、接地变压器接地端和绝缘监视电压互感器一次侧中性点的接地。

(2) 保护接地。当电气设备和工器具的绝缘发生损坏时,其金属外壳或架构可能带电,为防止这种电压危及人身安全的接地称作保护接地。

保护接地主要包括:电机、变压器、电器、耦合电容器、电抗器和照明器具及工器具等的底座及外壳,以及金属封闭气体绝缘开关设备(GIS)和大电流封闭母线外壳、电气设备的传动装置,互感器的二次绕组,配电盘与控制台、箱、柜的金属框架,屋外配电装置的金屬架构和钢筋混凝土架构,靠近带电部分的金属围栏和金属门,交、直流电力电缆接线盒、终端盒的外壳和电缆的外皮、穿线的钢管等的接地。

(3) 防雷接地。为防雷保护装置泄放雷电流入大地的接地称为防雷接地。

防雷接地主要包括避雷针、避雷线(带、网)、避雷器接地端和间隙接地端的接地。

(4) 防静电接地。为防止静电危险影响的接地称为防静电接地。

防静电接地主要包括运输车、储油罐、输油管道和存放易燃易爆物建筑物上的金属外壳或部件等的接地。

## 2.5.4 电气装置接地电阻允许值

电气设备的接地应满足要求的接地电阻值。当不同电压等级的电气设备共用 1 个接地装置时,接地电阻应符合其中要求的最小值。为保证接地电阻的可靠性,在设计接地装置时应考虑接地极的发热、腐蚀及季节变化的影响。接地电阻值应在一年四季(包括土壤干燥或冻结时)都能满足流过短



路电流时的要求。防雷装置的接地电阻需考虑在雷季中土壤干燥状态的影响。

(1) 发电厂电气装置保护接地的接地电阻要求如下。

1) 在有效接地和低电阻接地系统中,发电厂、变电所电气设备保护接地的接地电阻宜符合  $R \leq 2000/I$  (式中:  $R$  为考虑到季节变化的最大接地电阻,  $\Omega$ ;  $I$  为计算用的流经接地装置的入地短路电流, A)。

高土壤电阻率地区,接地电阻允许提高,但不应超过  $5\Omega$ ,并应符合接触、跨步电位差在允许值内,  $6 \sim 10\text{kV}$  避雷器不应动作,采取防止高压引外、低压引内的隔离措施。

2) 不接地、消弧线圈接地和高电阻接地系统中,发电厂、变电所电气设备保护接地的接地电阻应符合下列要求:高低压电气设备共用的接地装置,接地电阻应符合  $R \leq 120/I$ , 但不应大于  $4\Omega$ ; 仅用于高压电气设备的接地装置,接地电阻应符合  $R \leq 250/I$ , 但不应大于  $10\Omega$ 。(式中:  $R$  为考虑到季节变化的最大接地电阻,  $\Omega$ ;  $I$  为计算用的流经接地装置的入地短路电流, A)。

在高土壤电阻率地区,接地电阻允许提高,但不应超过  $15\Omega$ 。

3)  $1\text{kV}$  以下低压设备中性点直接接地与非直接接地系统中,并联运行电气设备的总容量为  $100\text{kVA}$  以上时不应大于  $4\Omega$ , 并联运行电气设备的总容量为  $100\text{kVA}$  及以下时不应大于  $10\Omega$ 。高土壤电阻率地区,接地电阻允许提高,但不应超过  $30\Omega$ 。

(2) 发电厂电气装置防雷电保护的接地电阻。

在土壤电阻率不大于  $500\Omega \cdot \text{m}$  的地区,独立避雷针(含悬挂独立避雷线的架构)的接地电阻不应大于  $10\Omega$ ; 在高土壤电阻率地区,接地电阻应符合 DL/T 620—1997《交流电气装置的过电压保护和绝缘配合》的有关要求。

发电厂有爆炸危险且爆炸后可能波及发电厂和变电所内主设备或严重影响发供电的建(构)筑物,防雷电感应的接地电阻不应大于  $30\Omega$ 。

(3) 发电厂的易燃油和天然气设施防静电接地的接地电阻不应大于  $30\Omega$ 。

### 2.5.5 接触电位差与跨步电压要求

(1) 接触电位差。接地短路(故障)电流自接地装置经周围土壤流散时,会在土壤中产生压降并形成一定的地表电位分布,在地面上离设备水平距离为  $0.8\text{m}$  处与设备外壳、架构或墙壁离地面的垂直距离  $1.8\text{m}$  处两点间的电位差,称为接触电位差。接触电位差的大小不应危及人身的安全。

发电厂、升压站地中的闭合地网,一般以埋深为  $0.6 \sim 0.8\text{m}$  的水平接地体为主,在地网内敷设足够数量的均压带使地网范围内的地面电位比较均匀,以达到降低接触电位差的目的。

(2) 跨步电位差。接地短路(故障)电流自接地装置经周围土壤流散时,会在土壤中产生压降并形成一定的地表电位分布,在地面上水平距离为  $0.8\text{m}$  的两点间的电位差称为跨步电位差。跨步电位差的最大值出现在电极附近的地面上和地网突出边角外侧的地面上。跨步电位差不应危及人身的安全。

### 2.5.6 阴极保护

(1) 阴极保护的对象及范围。对位于土壤腐蚀性较大的火力发电厂的埋地金属结构的防腐宜采用阴极保护,其保护范围包括地下钢管桩、地下管道、埋地钢结构(如接地网)、循环水管、循环水泵房的拦污栅、旋转滤网及循环水泵泵体、凝汽器等埋地钢结构物。采用阴极保护的条件为:

1) 被保护的金属构筑物周围有大量的导电介质,如海(淡)水、潮湿的土壤、液体溶液等。

2) 被保护的金属结构,在其所处的介质中,要易于产生极化,如各种碳钢、不锈钢、铜及铜合金、铝及铝合金、铅等。

3) 被保护的金属结构的形状、结构不能太复杂。

(2) 阴极保护的方式。

1) 外加电流法。外加电流阴极保护系统由直流电源、辅助阳极和参比电极等组成。电源可采用整流器或恒电位仪。一般当被保护物运行工况稳定,介质的导电性和腐蚀性较稳定时,可以采用手动控制的整流器。当被保护物运行工况复杂、介质的导电性和腐蚀性不稳定时,或者对于需要严格控制电位的设施则应采用自动控制的恒电位仪。辅助阳极一般使用废钢、硅铁、石墨等。参比电极的作用是测量被保护物的电位、保护状况并为恒电位仪提供控制信号。

2) 牺牲阳极法。牺牲阳极大多使用锌合金或镁合金材料。锌合金阳极的特点是:密度大,理论发生电量较小,电流效率高,在保护钢结构物时,有一定自调节电流和电位的作用,适于在低电阻率( $\rho \leq 10\Omega \cdot \text{m}$ )土壤中使用。镁合金阳极的特点是:密度小,电位相当负,对钢的驱动电压大,但电流效率低,适宜于在较高电阻率( $\rho > 10\Omega \cdot \text{m}$ )的土壤中使用。

## 3 厂用电系统

### 3.1 厂用电系统功能

厂用电系统是为火力发电厂辅助设备的动力、控制、调节、照明、设备检修等的用电而设置的厂内供电网络和厂用配电装置、厂用电源等所构成的总体。其任务是保证发电厂连续安全满负载运行,满足机组启动、正常运行和停机等工况下供电的需要。根据电厂安全运行要求,厂用电系统设置有监视、控制、保护和连锁等自动装置。厂用电系统包括厂用工作电源、备用(或启动/备用)电源、直流电源、交流不停电电源及保安电源等。

### 3.2 厂用电系统设计准则

#### 3.2.1 厂用电设计原则

(1) 火力发电厂厂用电设计应考虑全厂发展规划和分期建设的情况,积极慎重地采用经过运行考验并通过鉴定的新技术、新设备,满足国家和行业有关标准及规程规范的要求。

(2) 对于  $200\text{MW}$  及以上的机组,应保持各单元厂用电的独立性,减少单元之间的联系,以提高运行的安全可靠。

(3) 发电厂可采用  $3$ 、 $6$ 、 $10\text{kV}$  作为高压厂用电的电压。容量为  $60\text{MW}$  及以下的机组,发电机电压为  $10.5\text{kV}$  时,可采用  $3\text{kV}$ ,也可用  $10\text{kV}$ ;发电机电压为  $6.3\text{kV}$  时,可采用  $6\text{kV}$ ;容量为  $100 \sim 300\text{MW}$  的机组,宜采用  $6\text{kV}$ ;容量为  $600\text{MW}$  及以上的机组可根据工程具体条件采用  $6\text{kV}$  一种、 $10\text{kV}$  一种或  $3\text{kV}$  和  $10\text{kV}$  ( $6$ 、 $10\text{kV}$ ) 两种。发电厂的低压厂用电系统采用  $380/220\text{V}$  电压等级。

#### 3.2.2 厂用电负荷分类

(1) 厂用电负荷按生产过程中的重要性可分为 I 类、II 类、III 类。I 类负荷为短时(手动切换恢复供电所需的时间)停电可能影响人身或设备安全,使生产停顿或发电量大量下降的负荷;II 类负荷为允许短时停电,但停电时间过长,有可能损坏设备或影响正常生产的负荷;III 类负荷为长时间停电不会直接影响生产的负荷。

(2) 在机组运行期间、停机(包括事故停机)过程中,甚至在停机以后的一段时间内,需要进行连续供电的负荷称



为不停电负荷（简称“OI”类负荷）。

(3) 在发生全厂停电或在单元机组失去厂用电时，为了保证机炉的安全停运，过后能很快地重新启动，或者为了防止危及人身安全等原因，需要在停电时继续维持供电的负荷，称为事故保安负荷。按事故保安负荷对供电电源的要求不同，分为直流保安负荷（简称“OII”类负荷）和交流保安负荷（简称“OIII”类负荷）。

对不同类别的厂用电负荷，其系统和回路设计有相应的不同考虑。

### 3.2.3 厂用工作电源的接线原则

(1) 高压厂用工作电源（变压器或电抗器）应由发电机电压母线或发电机电压回路引接，高压厂用工作电源的各种引接方式如图 2.5-7 所示。

(2) 200、300MW 机组的高压厂用工作电源宜采用每台机 1 台分裂变压器，600MW 及以上机组的高压厂用工作电源可采用 1 台或 2 台变压器。200MW 以下机组一般采用每台机 1 台双卷变压器（电抗器）。对于具有发电机电压母线的小机组，一般每段母线引接 1 台高压厂用工作变压器（电抗器），供给接在该段上机组的厂用电负荷。

(3) 低压厂用工作变压器一般由高压厂用母线段上引接。当无高压厂用母线段时，可从发电机电压主母线或发电机出口引接；按炉分段的低压厂用母线，其工作变压器应由对应的高压厂用母线段供电。

### 3.2.4 厂用启动/备用电源的引接原则

(1) 当有发电机电压母线时，高压厂用启动/备用电源引接如下：

1) 发电机电压母线为 6.3kV 时，一般用电抗器从主母线引接 1 个备用电源。当电厂有与电力系统连接的 35kV 母线时，根据装机容量及其在系统中的作用（如 6.3kV 主母线上的发电机总容量超过系统容量的 20% 时），为了在全厂停电时迅速取得备用电源，也可由 35kV 母线引接。

2) 发电机电压母线为 10.5kV，并具有 2 个电源（包括本厂电源）的 35kV 母线时，可由 10.5kV 或 35kV 母线引

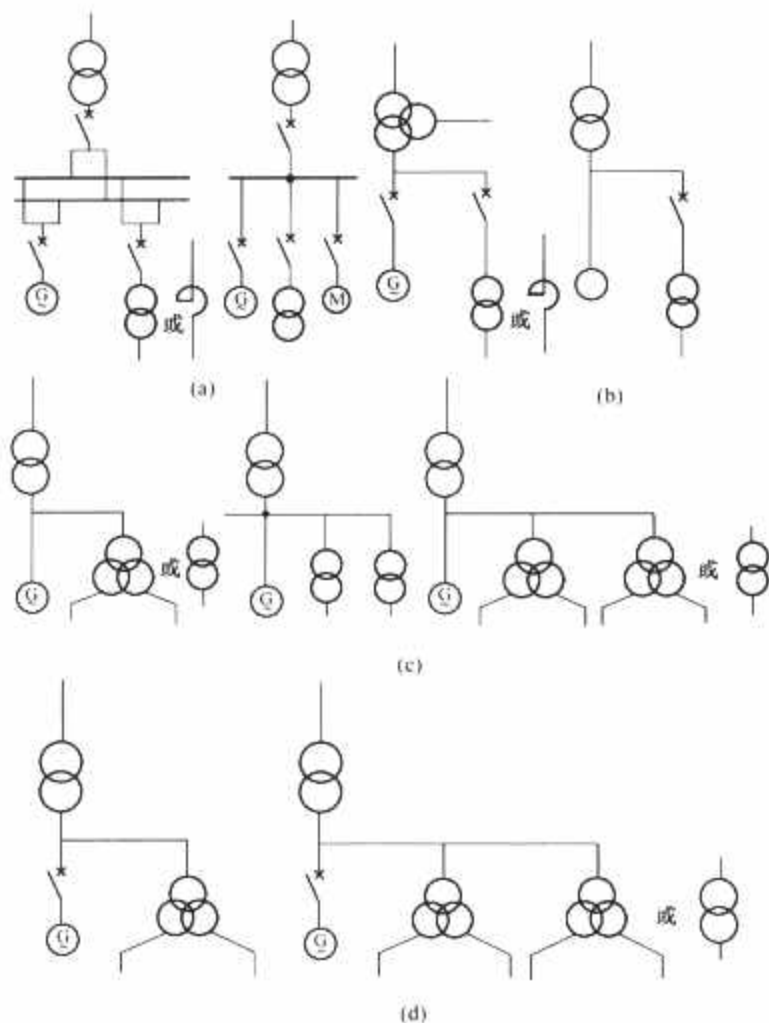


图 2.5-7 高压厂用工作电源的各种引接方式

(a) 从发电机电压母线引接，适用于 25MW 及以下小机组；  
(b) 从主变压器低压侧引接，厂用分支装设断路器，适用于 200MW 及以下中小机组；  
(c) 从发电机出口引接，适用于 200MW 及以上机组；  
(d) 从发电机出口引接，发电机出口装设断路器，适用于 600MW 及以上机组

接。如无 35kV 母线或 35kV 母线上仅有 1 个电源时，则应由 10.5kV 主母线引接 1 个备用电源。

(2) 发电机与主变压器成单元接线时，高压启动（备用）电源的引接方式如图 2.5-8 所示。

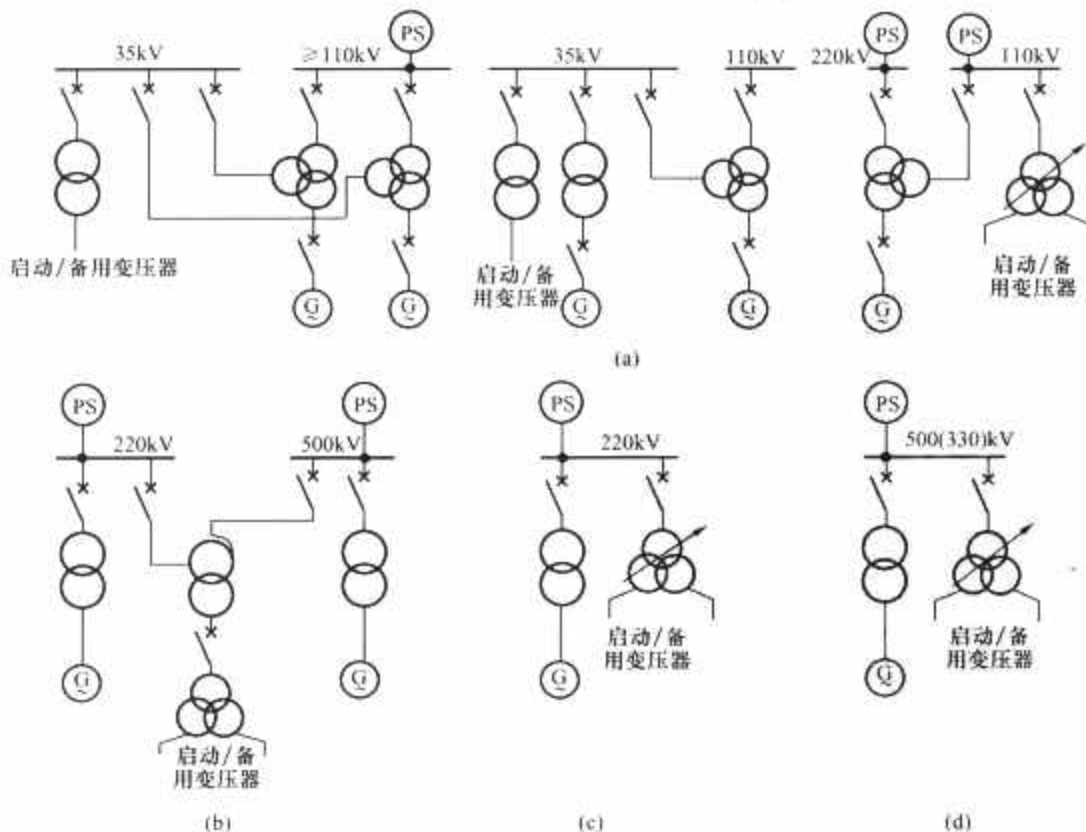


图 2.5-8 发电机与主变压器成单元连接时，高压启动（备用）电源的引接方式

(a) 从厂内较低一级电压母线引接；(b) 从联络变压器第三绕组引接；

(c) 当厂内仅有 110~220kV 一级电压时，直接从厂内引接；

(d) 当厂内仅有 330 (500kV) 一级电压时，直接从厂内 300 (500) kV 引接

由图 2.5-8 可知, 高压启动 (备用) 电源的引接方式有如下几种:

- 1) 由厂内较低一级电压配电装置引接。
- 2) 从联络变压器第三绕组引接。
- 3) 当厂内只有 110~220kV 一级配电装置时, 可由此配电装置引接。
- 4) 当厂内只有 330~500kV 一级配电装置, 且附近无可引接备用电源的较低电压的变电所或者从变电所引接技术经济不合理时, 也可由厂内 330~500kV 配电装置直接引接。

(3) 大容量机组安装出口断路器时, 机组启动电源由主变压器从系统倒送获得, 厂内备用变压器作用已没有启动的功能, 仅作为事故停机的备用电源。此时备用电源的引接方式如图 2.5-9 所示。

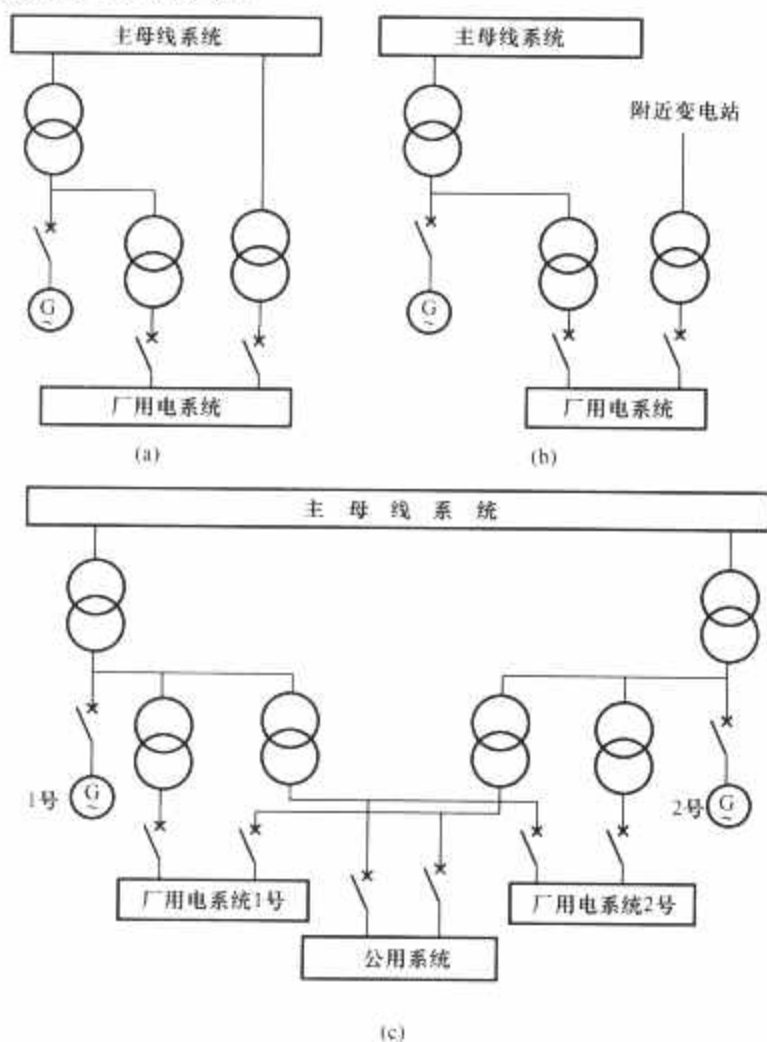


图 2.5-9 大容量机组安装出口断路器时, 备用电源的引接方式

- (a) 从厂内主母线系统引接; (b) 从附近变电站引接;  
 (c) 设专用备用变压器, 从发电机机端引接, 作为另一台机的备用

由图 2.5-9 可知, 大容量机组出口安装断路器时, 备用电源的引接方式有如下几种:

- 1) 直接从电厂主母线引接。当电厂仅有 500kV 或 330kV 一级电压母线时, 备用电源也可以由厂内 500kV 或 330kV 母线直接引接, 作为全厂的事故备用电源; 但此变压器由于电压高、容量小, 从制造上不合理且价格高, 并且从此处引接存在当此一级电压母线电网故障时, 备用变压器会同时失去电源。因此这种引接方式一般只在发电厂附近无适当变电所或由变电所引接技术经济不合理时采用。
- 2) 从附近较低电压等级的变电所引接 1 路事故备用电源。
- 3) 不设专用的备用变压器, 适当加大厂用工作变压器容量, 作为另一台机的事故备用电源。或每台机设置专用的备用变压器, 从发电机出口引接, 作为另一台机的事故备用

电源。此种引接方式虽然可降低投资, 但是也降低了发电机主回路可靠性, 目前国内仅有个别工程采用。

(4) 高压厂用启动/备用变压器 (电抗器) 的设置数量如下:

1) 对于容量为 100MW 及以下的机组, 高压厂用工作变压器 (电抗器) 的数量在 6 台 (组) 及以上时, 可设置第二台 (组) 高压厂用备用变压器 (电抗器); 容量为 100~125MW 的机组采用单元制时, 高压厂用工作变压器的数量在 5 台及以上, 可增设第二台高压厂用备用变压器。容量为 200~300MW 的机组, 每 2 台机组可设 1 台 (组) 高压厂用启动/备用变压器。

2) 对于容量为 600~1000MW 的机组, 当发电机出口不装设断路器或负荷开关时, 每 2 台机组应设 1 台或 2 台高压厂用启动/备用变压器, 且在配置 2 台时应考虑 1 台高压厂用启动/备用变压器检修时, 不影响任 1 台机组的起停; 当发电机出口装有断路器或负荷开关时, 4 台及以下机组可设置 1 台高压厂用备用变压器, 其容量可为 1 台高压厂用工作变压器的 60%~100% (当每台机设置 2 台工作厂用高压变压器时为 100%, 当每台机设置 1 台工作厂用高压变压器时为 60%)。全厂有同容量 5 台及以下机组时, 可再设置 1 台不接线的高压厂用工作变压器作为备品。

(5) 低压厂用备用电源。低压厂用备用变压器不宜与需要由其自动投入的低压厂用工作变压器接在同一高压母线段上。其联结组别的选择应使其与厂用工作电源之间的相位一致。低压备用变压器备用方式有专用备用 (明备用) 和 2 台低压变压器两两互为备用 (暗备用) 两种方式。

1) 当低压厂用备用电源采用明备用变压器时, 容量为 125MW 及以下的机组, 低压厂用工作变压器的数量在 8 台及以上时, 可增设第二台低压厂用备用变压器; 容量为 200MW 的机组, 每 2 台机组可合用 1 台低压厂用备用变压器; 容量为 300MW 及以上的机组, 每台机组宜设 1 台低压厂用备用变压器。

2) 当低压厂用变压器采用 2 台变压器互为备用时, 备用的负荷应分别由 2 台变压器供电, 2 台变压器之间不宜装设自动投入装置。远离主厂房的 II 类负荷宜采用邻近的 2 台变压器互为备用的方式。

### 3.2.5 保安电源的设置原则

(1) 单机容量 200MW 以下机组一般仅设置直流事故保安电源。直流事故保安电源采用蓄电池, 向直流油泵等直流事故保安负荷供电。

(2) 容量为 200MW 及以上的机组应设置交流保安电源。交流保安电源宜采用快速启动的柴油发电机组, 供给全厂停电时保证安全停机的交流事故保安负荷。

### 3.2.6 直流电源的设置原则

火力发电厂内, 为了向控制负荷和动力负荷供电, 应设置直流电源。直流电源的设置原则为:

(1) 专供控制负荷的直流系统宜采用 110V, 专供动力负荷的直流系统宜采用 220V。控制负荷和动力负荷合并供电的直流系统采用 220V 或 110V。当采用弱电控制或弱电信号接线时, 采用 48V 及以下。

(2) 正常运行情况下, 直流母线电压应为直流系统标称电压的 105%, 在均衡充电情况下, 直流母线电压应满足:

1) 专供控制负荷的直流系统, 应不高于直流系统标称电压的 110%。

2) 专供动力负荷的直流系统, 应不高于直流系统标称电压的 112.5%。



3) 控制负荷和动力负荷合并供电的直流系统, 应不高于直流系统标称电压的 110%。

(3) 在事故放电情况下, 蓄电池出口端电压应满足如下要求:

1) 专供控制负荷的直流系统, 应不低于直流系统标称电压的 85%。

2) 专供动力负荷的直流系统, 应不低于直流系统标称电压的 87.5%。

3) 控制负荷和动力负荷合并供电的直流系统, 应不低于直流系统标称电压的 87.5%。

### 3.2.7 交流不停电电源 (UPS) 的设置原则

发电厂采用分散控制系统 (DCS) 控制时, 每台机组应配置 UPS。发电厂的网路控制部分、计算机监控系统及辅助车间的计算机控制系统也可装设 UPS。

### 3.2.8 厂用电系统中性点接地方式

(1) 高压厂用电系统的接地电容电流小于或等于  $10/\sqrt{2}=7$  (A) 时, 其中性点宜采用高电阻接地方式, 也可采用不接地方式; 当接地电容电流大于 7A 时, 其中性点宜采用低电阻接地方式, 也可采用不接地方式。

(2) 300MW 及以上发电厂主厂房内的低压厂用电系统宜采用三相三线制中性点经高电阻接地的方式, 也可采用动力与照明共用的三相四线制中性点直接接地的方式。辅助厂房低压厂用电系统一般采用直接接地方式, 300MW 以下发电厂主厂房及辅助厂房低压厂用电系统一般均采用直接接地方式。

## 3.3 厂用电系统的设备选择及布置

### 3.3.1 厂用变压器/电抗器选择

厂用变压器/电抗器选择包括形式、容量、阻抗等内容。

(1) 高压厂用变压器一般选用油浸风冷或油浸自冷变压器。高压厂用电抗器一般选用干式电抗器。对于低压厂用变压器, 主厂房内的应选用干式变压器, 辅助厂房内的宜选用干式变压器, 也可选用油浸变压器。

(2) 高压厂用工作变压器的容量应按高压电动机计算负荷与低压厂用电的计算负荷之和选择。如公用负荷正常由第一台 (组) 启动/备用变压器供电, 则要考虑启动/备用变压器检修时, 由第一台 (组) 高压厂用工作变压器接带全部公用负荷, 也可由第一台 (组) 与第二台 (组) 高压厂用工作变压器各带 50% 公用负荷。低压厂用工作变压器的容量宜留有 10% 左右的裕度。厂用电抗器的容量选择宜留有适当裕度。

(3) 高压厂用备用变压器 (电抗器) 或启动/备用变压器的容量不应小于最大 1 台 (组) 高压厂用工作变压器 (电抗器) 的容量。当启动/备用变压器带有公用负荷时, 其容量还应满足最大一台 (组) 高压厂用工作变压器备用的要求。对于单元制接线的发电机, 当出口装有断路器或负荷开关时, 高压启动/备用变压器的容量应按 1 台工作变压器容量的 60%~100% 选择; 低压厂用备用变压器的容量应与最大 1 台低压厂用工作变压器的容量相同。

(4) 高压厂用变压器/电抗器的阻抗选择, 应使厂用电系统能采用轻型的电气设备及较小的电缆热稳定截面, 满足电动机正常启动和成组自启动时的电压水平。低压厂用变压器的阻抗按低压电器对短路电流的承受能力来确定。

### 3.3.2 高压开关柜选择

(1) 高压开关柜一般采用金属铠装移开式高压开关柜。当高压开关柜母线短路水平在 31.5kA 及以下时, 高压开关

柜宜采用真空开关柜, 但对频繁操作的回路宜采用真空接触器加熔断器 (F-C) 回路柜; 当母线短路水平在 40kA 及以上时, 高压开关柜宜采用真空开关柜和真空接触器加熔断器 (F-C) 回路柜的组合, 以节省投资。当采用真空开关柜和真空接触器加熔断器的 F-C 回路柜的组合方案时, 其回路选择原则见表 2.5-6。

表 2.5-6 真空接触器加熔断器 (F-C) 回路柜选择原则

回路名称	回路容量	采用柜型
电动机	1000kW 以下	F-C 柜
	1000kW 及以上	真空开关柜
变压器	1600kVA 以下	F-C 柜
	1600kVA 及以上	真空开关柜

(2) 开关柜额定峰值耐受电流标准规定为额定短时耐受电流的 2.5 倍。

### 3.3.3 400V 动力配电中心/400V 电动机控制中心 (PC/MCC) 选择

低压开关柜按结构形式分为固定式开关柜、抽屉式开关柜, 其中固定式开关柜按元件安装方式分为元件可抽出和固定安装两种, 按回路是否分隔又分为固定分隔组合式和非分隔固定式开关柜两种。

(1) 发电厂 400V 动力配电中心 (PC) 柜一般选择抽屉式开关柜或固定式开关柜 (采用可抽出元件) 或固定分隔组合式 (采用可抽出元件)。

(2) 发电厂 400V 电动机控制中心 (MCC) 柜一般选择抽屉式开关柜或固定分隔组合式开关柜。

(3) 开关柜参数选择包括额定电压、电流及短路水平、绝缘水平等, 电流及短路水平选择按照工程计算确定。

(4) 开关柜外壳防护等级见表 2.5-7。

表 2.5-7 开关柜外壳防护等级

开关柜安装地点	外壳防护等级	备 注
独立配电室	不低于 IP3X	X 表示不要求
汽机房内各层、一般辅助厂房	不低于 IP23	
锅炉房内、输煤、除灰等多灰尘场所	不低于 IP54	
户 外	户外型, 不低于 IP55	

### 3.3.4 厂用中性点设备选择

(1) 高压厂用电中性点经高电阻接地。高压厂用电系统接地电容电流小于 7A, 但为了降低间歇性电弧接地的过电压水平和便于寻找接地故障点的情况, 电阻值选择原则应使单相接地电阻电流大于电容电流且总接地故障电流小于 10A。

(2) 高压厂用电中性点经低电阻接地。电阻选择一般采用氧化锌阀片电阻或金属电阻, 按阻值 40~6.06Ω、电流 100~600A (6kV 系统) 或阻值 60~10.1Ω、电流 100~600A (10kV 系统) 选择, 中压系统馈线单相接地保护采用零序电流互感器方式实现。电阻采用金属氧化锌阀片电阻 (当接地故障电流为 100A 时) 或金属电阻 (接地故障电流为 200A 及以上时)。

(3) 低压厂用电中性点经高电阻接地方式。接地电阻值的大小以满足所选用的接地指示装置动作为原则, 但应不超过电动机带单相接地运行的允许电流值 (包括系统电容电流及电阻电流), 此值一般按 10A 考虑。为此, 当采用发光二

极管的高阻接地指示灯时,选用接地电阻  $44\Omega$ ,额定电流  $8.9A$ 。由于接地故障电流较小,故障指示灯对接地故障的反映选择性不是很好,现在新型微型小电流接地选线装置,可以较好地反映接地故障。

### 3.3.5 厂用节能电气设备的应用

节约能源、促进可持续发展已成为社会共识。厂用电气节能措施主要有:

(1) 合理使用变压器。在综合考虑设备选择经济性的情况下,合理选择变压器阻抗,选用节能型变压器,降低变压器本身的铜耗、铁耗;合理进行负荷分配,在此基础上合理选择变压器容量和台数,使变压器正常运行处于最佳经济负载状态。选择变压器联结组别时,尽量选用一侧星形、一侧三角形接线,减少三次谐波污染引起的损耗及功率因数的降低。

(2) 照明节能。采用绿色照明。

(3) 使用变频调速。电网负荷随时在变化,发电机输出功率相应变化,火力发电厂辅机出力随发电机负荷的大小也随之变化。风机、水泵等主要辅机的出力调整,目前普遍采用调节阀或挡板,这种方式能耗偏大。风机、水泵运行特点是其流量与转速的一次方成正比,压力与转速的二次方成正比,轴功率与转速的三次方成正比,当转速降低,其轴功率随转速的三次方降低,驱动风机、水泵的电动机所需的电功率亦可相应降低,所以调速是风机、水泵调节节能的重要途径。变频调速在频率范围、动态响应、转差补偿、功率因数、工作效率等方面有与以往调节方式无法比拟的特点,因此开展变频调速节能降低发电厂辅机能耗势在必行。但是采用变频调速在技术上应同时考虑防止谐波污染措施,以及变频装置对发电厂厂用电系统实际运行条件的适应性。

### 3.3.6 厂用电设备布置

厂用配电装置的布置应结合主厂房的布置予以确定,尽量节省电缆用量,并避开潮湿和多灰尘的场所。盘位的排列应具有规律性和对应性,并减少电缆交叉。门及通道应考虑设备安装搬运、运行操作及检修搬运要求,满足有关标准规定的通道最小距离。

200MW 以下机组发电厂的主厂房一般采用岛式布置,主厂房厂用配电装置一般布置于主厂房零米及中间层。200MW 及以上机组发电厂的主厂房一般采用大平台结构,厂用高压配电装置及汽轮机低压动力配电中心宜布置于汽机房内,锅炉动力配电中心、低压公用动力配电中心及保安电源等一般布置于 2 炉之间的集中控制楼内。

### 3.3.7 蓄电池组、充电设备选择及布置

#### 3.3.7.1 蓄电池组选择

(1) 蓄电池型式。大型和中型发电厂宜采用防酸式铅酸蓄电池或阀控式密封铅酸蓄电池。小型发电厂宜采用阀控式密封铅酸蓄电池、防酸式铅酸蓄电池,也可采用中倍率镉镍碱性蓄电池。

发电厂辅助车间宜采用阀控式密封铅酸蓄电池,也可采用高倍率镉镍碱性蓄电池。

(2) 蓄电池组数。设有主控制室的发电厂,当机组总容量为 100MW 及以上,宜装设 2 组蓄电池。其他情况下可装设 1 组蓄电池。

容量为 200MW 以下机组的发电厂,当采用单元控制室的控制方式时,每台机组可装设 1 组蓄电池。

容量为 200MW 级机组的发电厂,且升高电压为 220kV 及以下时,每台机组可装设 1 组蓄电池(控制负荷和动力负荷合并供电)或 2 组蓄电池(控制负荷、动力负荷分别供

电)。

容量为 300MW 级机组的发电厂,每台机组宜装设 3 组蓄电池,其中 2 组对控制负荷供电,另 1 组对动力负荷供电,或装设 2 组蓄电池(控制负荷和动力负荷合并供电)。

容量为 600MW 级及以上机组的发电厂,每台机组应装设 3 组蓄电池,其中 2 组对控制负荷供电,另 1 组对动力负荷供电。

发电厂网络控制系统中包括有 220kV 及以上电气设备时,应独立设置不少于 2 组蓄电池对其控制负荷和动力负荷供电。当配电装置内设有继电保护装置小室时,可将蓄电池组分散装设。其他情况的网络控制系统可装设 1 组蓄电池。

直流系统电压为 48V 及以下当采用蓄电池时,可装设 2 组蓄电池。

(3) 蓄电池容量计算。蓄电池容量应满足如下条件。

1) 应满足全厂事故全停电时间内不同负荷所需的放电容量。

2) 应满足事故初期直流电动机启动电流和其他冲击负荷电流的放电容量。

3) 应满足蓄电池组持续放电时间内随机冲击负荷电流的放电容量。

4) 应以最严重的事故放电阶段,计算直流母线电压水平。

具体选择计算有电压控制法和阶梯计算法两种方法。

#### 3.3.7.2 充电装置选择

(1) 充电装置型式有高频开关充电装置和晶闸管充电装置。

(2) 充电装置容量计算条件。

1) 满足浮充电要求。在正常运行时,充电装置承担经常负荷,同时向蓄电池组补充充电,以补充蓄电池的自放电,使蓄电池以满容量的状态处于备用。

2) 满足初充电要求。蓄电池在投入运行前要初次充电,初充电完成后才投入正常运行。

3) 满足均衡充电要求。为补偿蓄电池在使用过程中产生的电压不均匀现象,使其恢复到规定的范围内而进行的充电,以及大容量放电后的补充充电。

(3) 充电装置配置。

1) 一组蓄电池。采用晶闸管充电装置时,宜配置 2 套充电装置。采用高频开关充电装置时,宜配置 1 套充电装置,也可配置 2 套充电装置。

2) 两组蓄电池。采用晶闸管充电装置时,宜配置 3 套充电装置。采用高频开关充电装置时,宜配置 2 套充电装置,也可配置 3 套充电装置。

#### 3.3.7.3 蓄电池组及直流系统布置

阀控式密封铅酸蓄电池组容量在  $200A \cdot h$  以上时,宜设专用的蓄电池室。防酸式铅酸蓄电池组和容量为  $100A \cdot h$  以上的中倍率镉镍碱性蓄电池组,应设置专用的蓄电池室。专用的蓄电池室宜布置在 0m 层。

直流系统的直流电源进线柜、直流馈线柜、充电装置柜宜布置在蓄电池室附近专用的直流电源室、电气继电器室或电气控制室内。

#### 3.3.8 交流不停电电源(UPS)系统的选择及布置

(1) UPS 应为静态逆变装置,宜为单相输出,输出电压为 220V, 50Hz,额定功率因数为 0.8。

(2) UPS 馈线应采用辐射状供电方式。

(3) 可由下列单元组成:整流器、逆变器、旁路变压器、闭锁二极管、静态高速切换开关、手控旁路切换开关、蓄电池直流馈线和配电屏等。UPS 系统配置如图 2.5-10 所示。



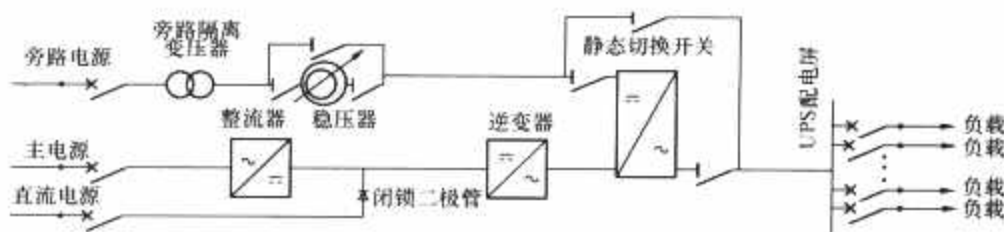


图 2.5-10 UPS 系统配置

(4) 交流不停电电源设备布置。UPS 主机及主配电屏应布置在通风良好的室内，交流分配电屏宜布置在负荷集中的电子设备间。UPS 设备应满足环境温度  $-5\sim 40^{\circ}\text{C}$  及相对湿度 95% 的要求。由于整流器、逆变器及旁路变压器运行中为发热器件，当布置在室内时，室内应加强通风、散热及防潮。

## 4 电气控制、保护及自动装置

### 4.1 电气控制

#### 4.1.1 发电厂电气控制系统组成

火力发电厂中对电气主回路设备进行测量、监视、控制、保护和自动调节等装置之间由互感器、测量监视仪表、继电保护和自动装置，以及控制电器等组成的电气连接回路（通常称为电气二次回路），实现对电气设备的启停、正常运行及事故停机的操作。根据电气主回路划分，发电厂的电气控制系统可由高低压厂用电控制系统、发电机—变压器组单元控制系统和电力网络控制系统等组成。发电机—变压器组和主厂房内，高低压厂用电的控制可由分散控制系统（DCS）来实现，发电厂电力网络可由网络控制系统（NCS）来实现，辅助厂房的高低压厂用电控制可由辅助系统的控制系统实现。

#### 4.1.2 发电机—变压器组及厂用电监控系统

(1) 发电机—变压器组及厂用电监控、监测范围。

1) 发电机—变压器组及厂用电监控范围可包括：发电机—变压器组或发电机—变压器—线路组、发电机励磁系统、厂用高压电源（包括单元工作变压器和启动/备用或公用/备用变压器）、单元低压变压器及低压母线分段、单元程控电动机、单元机组用柴油发电机程控启动命令、消防水泵程控启动命令等。

2) 发电机—变压器组及厂用电监测范围可包括：上述发电机—变压器组及厂用电监控所包括的范围、单元机组直流和 UPS 系统。

(2) 发电机—变压器组及厂用电监控系统数据采集及传输方式。发电机—变压器组及厂用电监控系统数据采集应包括：

1) 开关量。它包括程控、连锁、报警、动态画面等信号所需的开关量。

2) 模拟量。它包括电测量所要求的全部内容，还包括发电机、变压器在线监测装置和变压器的温度等。

3) 脉冲量。它包括单元机组范围内电能脉冲量。

4) 时间顺序记录量（SOE）。它包括单元机组范围内的断路器跳闸和继电保护动作开关量。

上述采集的量可用硬接线（电缆）送至 DCS 的 I/O 机柜内；也可采用通信方式传输，以节约电缆和 I/O 卡件。

#### 4.1.3 厂用电监控及管理系统

(1) 厂用电系统组网。在发电厂厂用电系统设置厂用电监控及管理系统，通过通信方式将分散于厂区各处的厂用电系统的各个回路的电气信息送往厂用电监控及管理系统，在

监控及管理系统中，对电气信息进行监测、数据汇总、存档，实现电能计量及定期打印等，使运行人员能及时了解整个厂用电系统，以及各个回路电气设备的运行状态、负荷变化情况及电气设备的性能状况。组网系统分为现场测控单元层、通信控制层和上位机操作员站系统层。

厂用电监控及管理系统充分发挥了智能电器的功效，改变过去只有重要电气量才能进入计算机系统的情况，使厂用电系统运行更加安全可靠和便于维护，便于分步调试和投运，有利于厂用电系统的科学运行维护。

(2) 现场测控单元层。它包括：

1) 发电厂中压系统现场保护测控单元（包括电动机综合保护测控装置、变压器综合保护测控装置、线路综合保护测控装置等），除完成回路的保护测量功能外，还具有控制及通信功能，可将必要的信号通过通信方式送往通信管理层设备。

2) 发电厂低压系统现场测控单元（包括配电回路和电动机回路）：配电回路当采用低压框架断路器时可以选用智能型脱扣器配通信接口的方案，也可以采用配置单独智能测控单元将开关状态、电流、电压、功率、电能、保护动作、断路器动作次数、触头磨损程度等信号通过其自带的通信接口以通信方式送出。配电回路当采用智能塑壳断路器时一般配置单独智能现场测控单元，其功能与框架式断路器回路类似，只是功能有所减少。

电动机回路采用带通信接口的低压电动机微机综合保护测控装置，通过测控装置以通信的方式送出电流、电压、功率、电能、保护动作、接触器动作次数、接触器合闸等信号。

(3) 通信控制层。通信管理层主要由若干个通信控制站组成，一方面负责把现场保护测控单元层的各个保护测控装置的数据整理、汇总，完成符合 DCS 或上位机系统的通信协议转换后再将这些信息上送上位机系统和 DCS，完成遥信、遥测；另一方面接收 DCS 或上位机下达的命令并转发现场保护测控单元层，完成对厂用电系统各开关设备的参数整定和遥控、遥调功能。

(4) 上位机操作员站层。上位机操作员站由通信服务器、存储器、操作员显示器和工程师显示器等组成，完成系统组态、数据库设置、监控及管理软件设置等。电厂运行人员通过上位机系统完成对整个厂用电系统的运行监控（正常运行时此系统的控制功能一般被闭锁，由 DCS 进行控制，只有当 DCS 故障或在电厂调试时利用此系统进行控制）、运行及维护管理功能。

#### 4.1.4 发电厂电力网络监控系统（NCS）

##### 4.1.4.1 发电厂电力网络监控系统构成

NCS 应采用开放型分层分布式网络结构，宜设站控层和间隔层。站控层实现整个系统的监控功能。间隔层由计算机网络连接的若干个监控子系统组成，是实现计算机控制系统与生产过程设备的输入/输出接口，在站控层及网络失效的情况下，仍能独立完成间隔层设备的就地监控功能。网络拓扑可采用总线型网络、星形网络或环形网络，并宜按双网

配置。NCS的数据采集与远方终端单元合用。

(1) 硬件设备。

1) 站控层设备。它包括主机或/及操作员工作站、工程师工作站、远动通信设备、公用接口设备、值长工作站等。

2) 网络设备。它包括集线器和接口装置等。

3) 间隔层设备。它包括测控单元。

4) 电源设备。它包括电源模块。

(2) 软件系统。NCS软件系统应由系统软件、支持软件和应用软件组成。

(3) 技术指标。

1) 系统可用性指标为双机系统可用率不小于99.9%。

2) 系统平均无故障间隔时间(MTBF)不小于20 000h,间隔层设备平均无故障时间不小于30 000h。

3) 输入及输出信号响应时间不大于2s。

4) 事件顺序记录(SOE)分辨率不大于2ms。

5) 动态画面响应时间不大于2s。

6) 模数转换分辨率不小于12位,最大转换误差不超过 $\pm 0.5\%$ ,其中电网频率测量误差不大于0.01Hz。

7) 模拟量数据更新周期不大于2s。

8) 数字量数据更新周期不大于1s。

9) 遥控、遥调正确率不小于99.99%。

10) 整个系统对时精度不大于1ms。

11) 主机正常负荷率宜低于30%,事故负荷率宜低于50%,网络正常负荷率宜低于20%,事故负荷率宜低于40%。

#### 4.1.4.2 发电厂电力网络监控系统功能

发电厂电力网络监控系统应具有以下功能:

(1) 数据采集和处理。NCS应能实现数据采集和处理功能,其范围包括模拟量、开关量、数字量等。

(2) 监视和报警。NCS应能自动或根据运行人员的命令,通过监视器屏幕实时显示各种画面。显示画面应能区分事故变位和操作变位。当所采集的模拟量发生越限、开关量变位及NCS自诊断故障时均应进行报警处理。

(3) 控制与操作。根据运行人员输入的命令实现断路器和隔离开关的操作及其他设备操作。

(4) 统计计算。按运行要求,计算功率因数,以及对电流、电压、频率、功率及温度等进行统计分析。

(5) 同步对时。配置卫星时钟设备,以接收GPS的标准授时信号,对站控层各工作站及间隔层各单元等有关设备的时钟进行校正。

(6) 运行管理功能。实现运行操作指导、事故记录检索、在线设备管理、操作票、运行人员培训、打印制表和数据库维护等功能。

(7) 制表打印。根据运行人员要求定时打印、召唤打印、自动打印各类报表。

(8) 人机界面。通过各工作站为运行人员提供灵活方便的人—机联系手段,实现整个系统的监控。

(9) 在线自诊断与冗余管理。具有完善的在线自诊断能力,能及时发现各设备、网络或装置的故障,向系统报警并提供就地故障指示。

## 4.2 继电保护

当系统或设备发生异常或事故时,有选择性地可靠、快速切除故障的装置称之为继电保护装置。

### 4.2.1 元件继电保护分类

电力系统中的电气设备和线路,需装设短路故障和异常

运行的保护装置。电力设备和线路短路故障的保护应有主保护和后备保护,必要时可增设辅助保护。

(1) 主保护。主保护是能以最快速度有选择地切除被保护设备和线路故障的保护,以达到系统稳定和设备安全的要求。

(2) 后备保护。后备保护是主保护或断路器拒动时,用以切除故障的保护。后备保护可分为远后备和近后备两种方式。

1) 远后备是当主保护或断路器拒动时,由相邻电气设备或线路的保护实现后备保护。

2) 近后备是当主保护拒动时,由该电力设备或线路的另一套保护实现的后备保护;当断路器拒动时,由断路器失灵保护来实现的后备保护。

(3) 辅助保护。辅助保护是为补充主保护和后备保护的性能或当主保护和后备保护退出运行而增设的简单保护。

(4) 异常运行保护。异常运行保护是反应被保护电气设备或线路异常运行状态的保护。

### 4.2.2 元件继电保护装置设计原则和要求

继电保护要符合可靠性、选择性、灵敏性和速动性的要求。在确定继电保护的配置方案时,应优先选用具有成熟运行经验的数字式装置。

(1) 发电机保护。出口电压在3kV及以上,容量在600MW及以下的发电机,应按规定,对下列故障及异常运行状态,装设相应的保护(容量在600MW以上的发电机可参照执行):

- 1) 定子绕组相间短路。
- 2) 定子绕组接地。
- 3) 定子绕组匝间短路。
- 4) 发电机外部相间短路。
- 5) 定子绕组过电压。
- 6) 定子绕组过负荷。
- 7) 转子表层(负序)过负荷。
- 8) 励磁绕组过负荷。
- 9) 励磁回路接地。
- 10) 励磁电流异常下降或消失。
- 11) 定子铁芯过励磁。
- 12) 发电机逆功率。
- 13) 频率异常。
- 14) 失步。
- 15) 发电机突然加电压。
- 16) 发电机启停。
- 17) 其他故障和异常运行。

(2) 电力变压器保护。对升压、降压、联络变压器的下列故障及异常运行状态,应按规定装设相应的保护装置:

- 1) 绕组及其引出线的相间短路和中性点直接接地或经小电阻接地侧的接地短路。
- 2) 绕组的匝间短路。
- 3) 外部相间短路引起的过电流。
- 4) 中性点直接接地或经小电阻接地系统中外部接地短路引起的过电流及中性点过电压。
- 5) 过负荷。
- 6) 过励磁。
- 7) 中性点非有效接地侧的单相接地故障。
- 8) 油面降低。
- 9) 变压器油温、绕组温度过高及油箱压力过高和冷却



系统故障。

(3) 厂用电动机保护。

- 1) 电动机绕组内及引出线上的相间短路故障。
- 2) 过负荷。
- 3) 低电压。
- 4) 单相接地。

### 4.3 安全自动装置

当系统或设备发生异常或事故时,实现自动监视和切换,同时发出信号的装置称之为安全自动装置。安全自动装置应符合可靠性、选择性、灵敏性和速动性的要求。在确定安全自动装置的配置方案时,应优先选用具有成熟运行经验的数字式装置。

#### 4.3.1 发电厂安全自动装置

安全自动装置在发电厂中的主要作用有以下几点:

- (1) 保证电力系统可靠、经济运行,消除运行人员在执行某项操作时可能发生的不正确的动作。
- (2) 减轻运行人员的劳动强度或代替人的活动,提高劳动生产率。
- (3) 保证电气设备的安全可靠运行,使运行人员及时、准确地判断运行中的异常情况并及时进行处理。

#### 4.3.2 发电厂常用安全自动装置(不包括电力系统部分)设计要求

(1) 备用电源自动投入装置。它指当工作电源消失或当工作电压降低过多时,能将备用电源断路器快速合闸向负载恢复供电的自动切换装置。备用电源自动投入装置主要用在备用变压器、备用线路和发电厂的厂用备用电源自动投入。

火力发电厂备用电源切换方式有慢速切换和快速切换两种方式。

慢速切换指工作电源断路器断开后,经延时,当电动机残压下降到电动机允许的安全电压后才实现自动切换。

快速切换主要用于大、中容量机组,这种切换方式对电动机的冲击及对机组的正常运行影响较小,切换过程平稳。实现快速切换的条件是工作和备用电源断路器必须快速动作。

大、中容量机组发电厂的备用电源自动投入装置通常具有快速和慢速切换两种功能,当快速切换不成功时,转为慢速切换。

(2) 发电机—变压器组故障录波装置。故障录波分析装置主要用于记录电力系统故障或异常工况的电压、电流数据和记录有关保护及安全自动装置的动作顺序,为正确分析和评价保护及自动装置的动作行为提供依据。

故障录波装置在发电厂分为发电机—变压器组故障录波装置和变压器故障录波装置。设置和接线要求如下:

125MW及以上发电机—变压器组(包括发电机出口装设断路器的发电机及变压器)和220kV及以上电压等级的变压器宜装设独立的故障录波装置。

故障录波装置需反应短路和系统振荡等故障状态,电流输入应接入电流互感器的保护级绕组,可与后备保护共用一个二次绕组,接在保护的后面。

故障录波装置应由被录对象的短路等电量或非电量(如瓦斯、温度等)故障启动,记录主要保护动作开关量,同时反应故障启动前后和系统振荡时的波形及记录。

(3) 发电机同步装置。指把电力系统中的发电机、变压器、输电线路或母线设备由非同步状态使之达到同步运行的装置,即发电机与电力系统或两个系统之间进行并列操作的

装置。

同步方式有准同步与自同步两种。准同步是发电机在并列前已励磁,当发电机与电力系统之间达到相位相同、频率相同和电压相等三个同步条件时,将断路器合闸,使发电机并网运行。自同步是发电机在并列前未加励磁,当发电机和电力系统的转差率小于一定范围时,将断路器合闸,并立即对发电机加励磁电流,使发电机被电力系统拉入同步。自同步并列方式的冲击电流较大,并产生较大的机械应力。除小容量发电机可采用自同步外,大、中容量发电机均采用准同步并网。

## 5 电缆线路设施

### 5.1 电缆线路设计

#### 5.1.1 电缆敷设通道分类

电缆通道一般有电缆室、隧道、沟、浅槽、架空桥架、夹层、竖井、槽盒、穿管、排管、直埋等。

#### 5.1.2 电缆通道设计原则

(1) 避免电缆受到各种损害(如机械性、热影响、水浸泡、化学腐蚀、振动、鼠蚁危害等),应将电缆敷设在便于维修及避开后期需施工的地方,使电缆较短并降低包括构筑物在内的综合投资。

(2) 发电厂主厂房内,电缆主要通道宜采用隧道或架空桥架,厂区一般采用电缆沟,少量电缆可采用直埋。当地下水位较高或厂区地坪低于附近河流湖泊的水位时,应采用架空桥架。户外配电装置的主要电缆通道宜采用电缆沟,必要时可用隧道,当地下水位较高时,也可用浅槽。由隧道引出的电缆支路,宜采用分支隧道或穿管。在可能发生爆炸(如制氢站)、着火(如油泵房)的场所,不应采取架空桥架明敷电缆。在有化学腐蚀液体泄漏可能的场所,宜采取架空桥架敷设电缆。

(3) 电力电缆与控制电缆应分别敷设。双套辅机的电源电缆及全厂重要公用负荷的电源电缆也需分别敷设。电缆构筑物的设计要考虑扩建需要,并需留出不少于20%的备用支架或排管孔洞。

(4) 电缆隧道的净高不应小于1900mm,与其他沟道交叉的局部段净高不应小于1400mm;电缆室、夹层的净高不应小于2000mm,但不宜大于3000mm;电缆沟、隧道中通道的允许净宽,不宜小于表2.5-8所列数值。

表 2.5-8 电缆沟、隧道中通道净宽的最小允许值 mm

电缆支架配置方式	电 缆 沟			电 缆 隧 道
	沟 深			
	≤600	600~1000	≥1000	
两侧支架间净通道	300	500	700	1000
单列支架与壁间通道	300	450	600	900

### 5.2 电缆选型

#### 5.2.1 电缆选型一般要求

电缆选型应做到技术先进、经济合理、安全适用、便于施工和检修维护。

#### 5.2.2 电缆选择

电缆选择包括缆芯材质、芯数、绝缘及护套型式、截

面、屏蔽等选择。

(1) 需要采用铜芯的电缆有控制电缆，电机励磁、重要电源、移动式电气设备等的电力电缆，振动剧烈、有爆炸危险或对铝有腐蚀等严酷的工作环境电力电缆，耐火电缆，紧靠高温设备配置的电缆，直流及 UPS 电力电缆。除以上确定应用铜芯电缆的情况外，电力电缆缆芯材质可根据输送容量大小采用铝芯或铜芯。

(2) 对于电力电缆，一般厂用高压回路（3、6、10kV）均采用三芯，380V 回路一般采用 3 芯或 4 芯，但对于大截面电力电缆（截面 120mm<sup>2</sup> 及以上），是选用单芯还是多芯，宜进行技术经济比较后确定。

(3) 电缆绝缘水平选择见表 2.5-9。

表 2.5-9 电缆绝缘水平选择

电缆用途	系统标称电压	电缆额定电压 ( $U_0/U$ ) (kV)	备 注
电力电缆	10kV	8.7/10	
	6kV	6/6	
	3kV	3/3	
	0.38kV	0.6/1	
控制电缆		0.45/0.75	
		0.6/1	220kV 及以上高压配电装置内敷设
弱电回路	48V 及以下	0.3/0.5	

注  $U_0$  为相—地电压， $U$  为相—相电压。

(4) 电缆绝缘及护套类型选择一般见表 2.5-10。但移动式电气设备等需经常弯移或有较高柔软性要求的回路，应使用橡皮绝缘电缆；60℃ 以上高温场所，应按经受高温及其持续时间和绝缘类型要求选用耐热聚氯乙烯、普通交联聚乙烯、辐照式交联聚乙烯或乙丙橡皮绝缘和耐热聚氯乙烯护套等适合的耐热型电缆；-15℃ 以下低温环境，应按低温条件和绝缘类型要求选用交联聚乙烯、聚乙烯绝缘、耐寒橡皮绝缘和护套电缆；有低毒难燃性防火要求的场所如办公楼，可采用交联聚乙烯、聚乙烯或乙丙橡皮等绝缘不含卤素的电缆。

表 2.5-10 电缆绝缘及护套类型选择

电缆用途	系统标称电压 (kV)	电缆绝缘类型	电缆外护套类型
电力电缆	10、6	交联聚乙烯	聚氯乙烯
	3	聚氯乙烯/交联聚乙烯	聚氯乙烯
	0.38	聚氯乙烯/交联聚乙烯	聚氯乙烯
控制电缆		聚氯乙烯/聚乙烯	聚氯乙烯
弱电回路		聚乙烯/聚氯乙烯	聚氯乙烯/聚乙烯

(5) 电缆是否铠装与其敷设方式及是否考虑防小动物损伤有关，一般采用沟道、隧道支架敷设的电缆及有防小动物损伤要求时需要铠装，桥架敷设电缆可不带铠装。电缆铠装型式一般采用钢带，但交流单相回路的电力电缆宜采用铝套铠装；直埋敷设电缆承受较大压力或有机械损伤危险时，应

有加强层或钢带铠装；在流沙层回填土地带等可能出现位移的土壤中，应有钢丝铠装；白蚁严重危害且塑料电缆未有尼龙外套时，可采用金属套或钢带铠装。

(6) 强电回路控制电缆，除位于 220kV 及以上高压配电装置或与高压电缆紧邻并行较长，需抑制干扰的情况外，可不含金属屏蔽；弱电信号控制回路的控制电缆，当位于存在干扰影响的环境又不具备有效抗干扰措施时，宜有金属屏蔽；位于 110kV 以上配电装置的弱电控制电缆宜有总屏蔽、双层式总屏蔽；引入计算机保护、控制及监测系统的控制电缆应采用屏蔽电缆。计算机监测系统信号回路控制电缆的屏蔽选择应符合下列规定：

1) 开关量信号可用总屏蔽。

2) 高电平模拟信号，宜用对绞线芯总屏蔽，必要时也可用对绞线芯分屏蔽。

3) 低电平模拟信号或脉冲量信号，宜用对绞线芯分屏蔽，必要时也可用对绞线芯分屏蔽复合总屏蔽。

(7) 电力电缆截面选择。

1) 最大工作电流作用下的缆芯温度不得超过按电缆使用寿命确定的允许值，见表 2.5-11。

2) 最大短路电流作用时间产生的热效应应满足热稳定条件。对非熔断器保护的回路，满足热稳定条件可按短路电流作用下缆芯温度不超过表 2.5-11 所列允许值确定允许缆芯最小截面。

表 2.5-11 短路电流作用下缆芯温度

电缆类型	电压 (kV)	最高允许温度 (℃)	
		额定负荷时	短路时
交联聚乙烯绝缘	≤10	90	250
	>10	80	250
聚氯乙烯绝缘		70	160

3) 确定电缆持续允许载流量的环境温度，应按使用地区的气象温度多年平均值并计入实际环境的温升影响，应符合表 2.5-12 的规定。

表 2.5-12 确定电缆持续允许载流量的环境温度

电缆敷设场所	有无机械通风	选取的环境温度
土中直埋		埋深处的最热月平均地温
水下		最热月的日最高水温平均值
户外空气中、电缆沟		最热月的日最高温度平均值
有热源设备的厂房	有	通风设计温度
	无	最热月的日最高温度平均值另加 5℃
一般性厂房室内	有	通风设计温度
	无	最热月的日最高温度平均值
户内电缆沟	无	最热月的日最高温度平均值另加 5℃
隧道		
隧道	有	通风设计温度

5.3 电缆防火

5.3.1 电缆防火设计要求

火力发电厂电缆防火设计应满足有关火力发电厂设计防火规范的要求。



### 5.3.2 电缆防火措施

(1) 电缆构筑物中电缆引至电气柜、盘或控制屏台的开孔部位, 电缆贯穿隔墙、楼板的孔洞处, 均应实施阻火封堵。

(2) 公用主沟道的分支处、多段配电装置对应的沟道适当分段处、长距离沟道中相隔约 200m 或通风区段处、至控制室或配电装置的沟道入口厂区围墙处、在竖井中宜每隔约 7m 等设置阻火隔层。

(3) 单机容量为 300MW 及以上机组火电厂的主厂房和燃煤、燃油系统, 以及其他易燃易爆环境, 宜采用具有难燃性的电缆。

(4) 在外部火势作用一定时间内, 需维持通电的下列场所或回路的明敷电缆应实施耐火防护或选用具有耐火性的电缆:

1) 包括消防监测报警、应急照明、遮断器操作直流电源和发电机组紧急停机的保安电源等重要回路。

2) 计算机监控、双重化继电保护、保安电源等双回路合用同一通道未相互隔离时的其中一个回路。

## 6 照明系统

### 6.1 照明设计要求

正常照明网络电压应为 380/220V; 正常/应急(保安)交流照明网络电压应为 380/220V, 正常/应急直流照明网络电压应为 220V; 直流应急照明仅由蓄电池供电时, 其网络电压宜为 220V 或 110V。安全照明电压应采用 24V 及以下电压。

当低压厂用电的中性点为直接接地系统, 且单机容量为 200MW 以下机组时, 主厂房的正常照明由动力和照明网络共用的低压厂用变压器供电; 当低压厂用电的中性点为非直接接地系统或单机容量为 200MW 及以上机组时, 主厂房的正常照明由集中照明变压器供电, 并采用单母线接线, 每台机组设 1 台正常照明变压器, 2 台机组正常照明变压器互为备用, 或用检修变压器兼作照明备用。当低压厂用电系统为直接接地系统时, 也可用低压厂用备用变压器兼作照明备用; 辅助车间的正常照明宜采用与动力系统共用变压器供电。

单机容量为 200MW 及以上机组的单元控制室、集中控制室、网络控制室与柴油发电机室的直流应急照明, 除直流常明灯外, 宜为正常由正常照明电源供电, 当正常照明电源消失时, 应自动投入到直流母线供电。容量为 200MW 及以上机组的应急交流照明, 应由保安段供电。远离主厂房的重要辅助车间应急照明, 宜采用应急灯。

### 6.2 绿色照明

绿色照明是指通过科学的照明设计, 采用效率高、寿命长、安全和性能稳定的照明电器产品(包括光源、电器附件、灯具、配线器材、调光控制设备及光控器材), 达到保护环境、节约能源、提高人们工作和生活质量、保障身心健康的照明作用。

电厂照明设计应着重考虑照明光源的选择、照明器具的选择, 以满足绿色照明设计要求。

## 7 厂内通信

### 7.1 生产管理通信

发电厂厂内通信应每个厂安装 1 台生产管理电话交换机, 机组容量为 125MW 及以下时可按 50 线为基础, 再考虑每台机组增加 50 线; 机组容量为 200~300MW 时, 可按 70 线为基础, 再考虑每台机组增加 70 线; 机组容量为 600~1000MW 时, 可按 90 线为基础, 再按每台机组增加 90 线。

### 7.2 生产调度通信

对设有单元控制室和网络控制室的发电厂, 可在每一单元控制室和网络控制室设置 20~40 线容量的调度总机。对设有总值长的控制室, 可再增设 20~40 线容量的调度总机。对设有主控制室的发电厂, 可在主控制室内设置 20~40 线容量的调度总机。发电厂的输煤系统可根据系统的大小设置 20~40 线容量的调度总机或相似容量的调度呼叫通信系统设备。

## 第6章 仪表和控制

### 1 总则

火力发电厂(以下简称火电厂)的电生产是由电厂的主要设备(锅炉、汽轮机、发电机)及其辅助设备或系统,以及相关的辅助车间或系统(例如输煤、除灰、水处理、供水等)协调、有序地工作来实现的。为保证火电厂主要设备及辅助车间或(和)系统安全可靠、经济地运行,必须设置各种检测仪表和控制装置,以完成火电厂生产过程的监视、控制、保护,实现电厂生产过程自动化。

火电厂仪表和控制设计是整个火电厂设计的一个重要组成部分,在火电厂设计的各个阶段,仪表和控制设计的工作内容概括如下:

(1) 根据火电厂的规模、在电力系统中的地位和业主要求,提出控制原则和火电厂自动化水平的设想,电厂控制系统总体方案和投资估算。对拟采用的新技术、新设备进行专题研究。

(2) 参与火电厂标识系统的确定,并在自动化设计中正确使用标识系统。

(3) 参与热力过程和系统的确定,及主辅设备的选型工作,着重研究系统和设备的控制特性,对机组和系统的运行和控制方式、调节和控制机构的设置提出意见和建议。

(4) 参与主辅机设备的采购工作,包括编制技术规范书和技术谈判,对主辅机设备的动态特性、控制方式、本体配套仪表控制装置、仪表测点及设备生产厂提供的技术资料提出要求,并审查和确认这些资料。

(5) 编制各种仪表和控制系统技术规范书(包括分散控制系统、可编程序控制器、重要测量仪表等),并参与采购和技术谈判。向控制系统供应商提供相关资料[包括输入(输出)清单或(和)驱动装置清单等]。审查和确认控制系统供应商的系统配置、逻辑设计等文件。

(6) 与其他专业(机务、电气、技经、土建、水工、化水、暖通、系统等)的配合和协调工作,包括相关专业间的资料交换、图纸、资料会签和设计评审。

(7) 作好火电厂信息化规划,编制厂级监控和管理信息系统的规范书,并参与采购和技术谈判。按业主要求也可参与软件设计。

(8) 参加施工、调试全过程现场服务。

(9) 按各阶段设计深度要求,完成设计图纸和文件的编制工作。

当前,电力工业高速发展,对火电厂自动化提出了越来越高的要求,仪表和控制设计应当,也必须不断扩展其工作范围和领域。在深入研究机组动态特性、运行机理和管理要求的基础上,提高设计水平,使仪表和控制系统在确保火电厂安全、经济运行,改善发电厂管理上发挥更大作用。

### 2 控制原则及控制系统总体设计

#### 2.1 控制原则和自动化水平

控制原则(control philosophy)是火电厂控制系统所依

据和遵循的概念或原理的总和。它是从对特定火电厂需求的研究、以往经验的积累、对当前技术的评估而逐步形成的。它应包括对火电厂自动化水平的考虑、所提供的控制和监视功能的种类和范围、对各种应用问题所采取的措施、控制策略及仪表和控制装置选型原则的确定。

自动化水平是指火电厂自动化的程度,是已确定的控制策略,所采用的仪表和控制装置的性能和功能的综合体现。火电厂自动化水平将直接影响火电厂的建设投资、人员配置和运行管理水平、火电厂运行的安全性和经济性,从而影响火电厂的竞争力。

控制原则和自动化水平是相互关联的,它的确定取决于:

- (1) 火电厂的性质和其在电力系统中的地位。
- (2) 火电厂的管理模式和投资额度。
- (3) 火电厂主要发电设备和系统的可控性。
- (4) 机组运行方式和对自动化的要求。
- (5) 控制技术和仪表控制装置的现状和发展。

经过几十年的不懈努力,我国火电厂自动化的落后面貌已经彻底改变。如今,大中型火电厂均已装备先进的仪表和控制系统,实现了比较完善的炉、机、电集中控制,具有较高的自动化水平。

#### 2.2 单元机组控制

##### 2.2.1 单元机组控制原则和控制水平

大型中间再热机组的出现、发展和完善,机组热力系统和电气主接线等趋向于单元化,炉、机、电纵向联系更加密切,要求把炉、机、电作为一个整体来设计控制系统,并作为统一的对象进行监视。为此,应采用先进的仪表和控制系统、设计完善的控制功能,以实现完善的单元机组集中控制。

(1) 在集中控制室内可进行所有自动控制、远方手操和运行监视。机组运行人员在少量就地人员的配合下,可在集中控制室内实现整套机组的运行管理(增减负荷、设备切换等)、各种方式下的启停操作和事故处理。

(2) 在集中控制室内以操作员站作为机组的主要监视和操作手段,设置少量必要的紧急事故按钮、常规仪表和报警光字牌,以便在控制系统出现故障时,确保机组紧急安全停运。大屏幕显示器作为新的人机接口设备已在许多火电厂中应用。

(3) 机组的自动控制系统可保证单元机组能够连续地承担基本负荷,同时也能够满足电网调峰、调频的要求。

(4) 控制系统应保证机组在整个寿命周期内具有高的热效率、高可用率、高可靠性。控制系统设计必须遵循以下故障(失效)准则。

- 1) 单一差错不应引起控制系统的整体故障失效。
- 2) 单一差错不应引起锅炉或汽轮机、发电机保护系统的误动作或拒动作。
- 3) 设备与备用控制功能的分组划分应使得某个区域的故障失效将只是部分降低整个控制系统的控制功能,此类控



制功能的降低应能通过运行人员干预进行处理。

4) 控制系统的构成应能反映电厂设备的冗余配置,以使控制系统内单一差错不会导致运行设备同时不能运行。为此,火电厂控制系统设计和组态时应考虑足够的分散度和冗余度。

(5) 机组自启停系统可大大减少机组启停过程的人工操作,提高机组启停过程的安全性。目前国内多数机组尚未实现整套单元机组自启停。随着对机组启停规律的深入研究和机组运行经验的积累,以及辅助设备可控性进一步改善,实现整套单元机组自启停是可能的。

### 2.2.2 单元机组控制系统概貌

采用先进的微处理器为基础的控制系统,例如分散控制系统(Distributed Control System, DCS)作为机组的主要控制系统,实现对锅炉、汽轮机及其辅机及系统的监视、检测、控制、报警、连锁、保护、诊断和操作指导等功能。

发电机—变压器组、高低压厂用电源系统的控制和监视,在炉、机、电集中控制的初期,是由单独的电气控制装置完成的,在集中控制室设置独立的控制盘(台),机组DCS仅完成电气系统的数据采集功能。目前,发变组、高低压厂用电源系统的控制和监视,均已纳入机组DCS,并由DCS的操作员站实现软手操。这样可使得炉、机、电控制水平和集中控制室布置更加协调,真正过渡到炉机电统一操作和集控值班。

某些主辅机配套的控制设备和系统,如汽轮机数字电液控制系统、给水泵汽轮机数字电液控制系统,尽量采用与机组DCS相同的系统。考虑到它们传统上是随主机配套的,和主机有着极为密切的联系,且带有制造厂的专用应用软件,仍随主机供货对电厂可能是有利的。如果这些控制系统无法采用与机组DCS相同的系统,则应考虑与DCS通信接口。

### 2.3 辅助车间控制

全厂辅助车间(系统)是指除汽轮机、锅炉、发电机及其附属系统、电气系统以外的,火电厂的输煤、除灰、供水、水处理、脱硫、脱硝、消防、采暖通风等电能生产的支持或辅助系统。它们的特点是以开关量控制为主,目前,均已采用可编程序控制器(Programmable Logic Controller, PLC)为代表的控制系统实现各个辅助车间的监视和控制。

有些辅助系统(如循环水系统、凝结水精处理)与机组运行密切相关,其控制也常纳入机组DCS或公用DCS。

近年来,火电厂为了减人增效,要求打破辅助车间“各自为政”,就地控制的局面,可根据辅助车间的工艺特性和布置位置,将各个辅助车间控制系统联网,以实现控制的相对集中,减少控制点。目前,全厂辅助车间一般考虑设置3个有固定值班人员控制点(输煤、除灰、化水),控制点以外仅作巡回检查,无人值班。

实施全厂辅助车间控制系统联网,并在集中控制室设置辅助系统操作员站,将为实现全厂辅助车间集中控制创造条件。但是,真正实现全厂辅助车间集中控制,取消就地控制室及就地固定值班员,取决于火电厂运行管理模式、辅助车间(系统)设备的可控性等诸多因素。

### 2.4 信息化和厂级自动化

过去几十年里,火电厂自动化的发展主要是着眼于火电厂生产过程的控制和监视。进入21世纪后,电力企业正作

出巨大的努力,充分利用信息技术和现代控制技术,来优化机组运行和改善火电厂的经营管理,以降低运行和维护成本,增强在电力市场中的竞争优势。实现发电企业的信息化和厂级自动化也就提到了议事日程上来。

厂级自动化系统即厂级监控和管理信息系统,包括厂级实时监控系统,也称厂级监控信息系统(Supervisory Information System, SIS),它主要收集和处理火电厂生产过程的实时数据,以优化火电厂运行;厂级管理信息系统(Mangement Information System, MIS),它主要收集和处理非实时的生产经营、管理数据,以优化火电厂的经营、管理。

### 2.5 全厂自动化系统的总体结构

整个火电厂仪表控制设计包括火电厂生产过程自动化、火电厂信息化和管理自动化,涉及火电厂工艺系统和设备、运行管理模式、发电企业(公司)经营管理体系和信息化要求,以及电力网调度要求等,必须统筹考虑,作好规划和总体设计。

全厂仪表控制系统的总体设计应当绘制出全厂自动化系统规划图,该图表示全厂各个控制系统的网络结构和相互连接。所涉及的系统主要包括:

- (1) 各机组的DCS。
- (2) 各机组其他控制系统。
- (3) 全厂辅助车间控制系统。
- (4) 升压站的监视和控制系统(通称网络控制系统NCS)。
- (5) 厂级监控和管理信息系统。
- (6) 发电集团公司信息系统。
- (7) 远方电力负荷调度系统或电力调度数据交换网。

全厂控制系统的网络结构设计中应考虑确保信息安全的措施,对网络计算机设备、数据库、操作系统及网络通信软件等提出要求,全厂自动化系统规划图如图2.6-1所示。

## 3 控制室和电子设备室布置

### 3.1 控制室

控制室是用以监视、控制和管理生产过程而设置的一个工作区域。作为火电厂运行人员的工作场所,在控制室内布置有监视、控制和管理生产过程所必需的仪表和控制装置及其他必要的设施。现代大型火电机组均采用单元集中控制,设置单元机组集中控制室,简称集中控制室、单元控制室或集控室。

集中控制室的设计应与机组控制原则和自动化水平相适应,并同火电厂主厂房布置密切相关。

大型火电机组必须装设的监测仪表、控制装置的数量大大增加,需要较大的控制室面积,于是引入了控制综合建筑(control complex)或简称控制楼(control building)的理念。控制楼通常设计成多层建筑,除运转层布置集中控制室外,还集中布置众多电子设备和厂用电设备。通常控制楼为2台机组合用,位于2台锅炉之间。

### 3.2 集中控制室

#### 3.2.1 集中控制室设置方案

集中控制室的设置可以分为“一机一控”方案、“两机一控”方案和“多机一控”方案;按集中控制室的位置又可分为布置在两台锅炉中间、布置在除氧煤仓间、布置在主厂

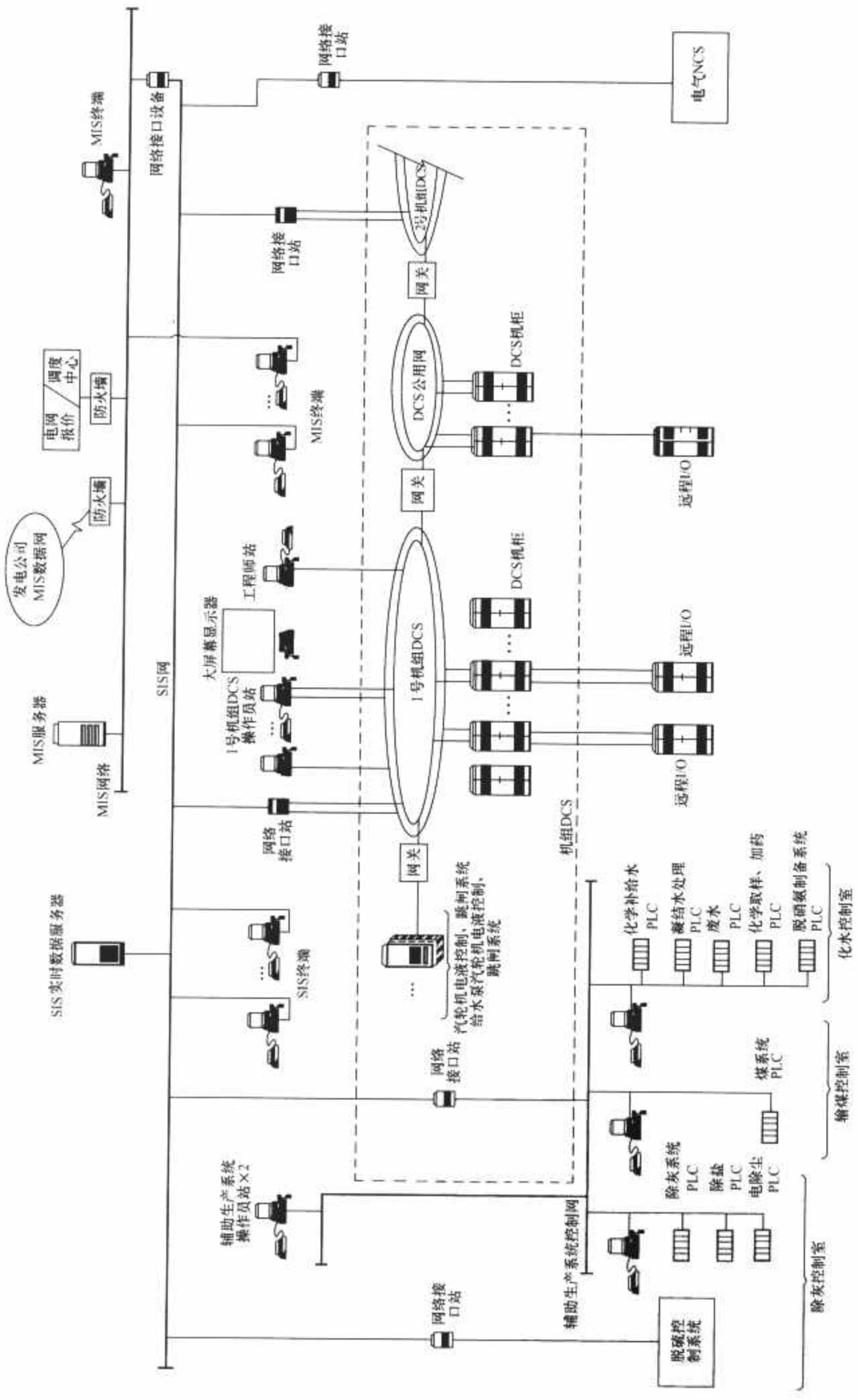


图 2.6-1 全厂自动化系统规划图



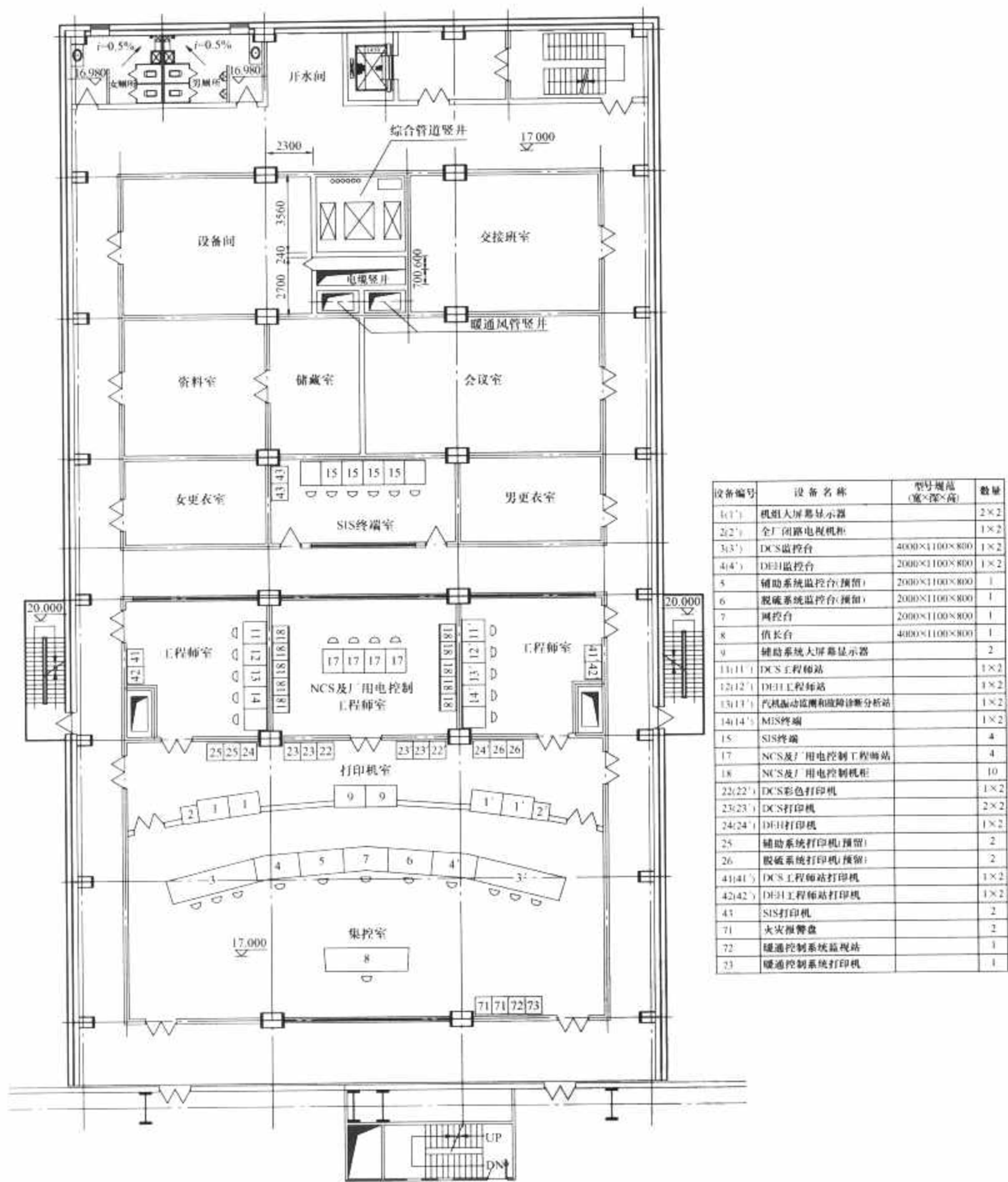


图 2.6-2 “两机一控”集控室布置图





### 3.2.2 集中控制室内部布置设计

随着火电厂自动化水平的不断提高,特别是从厂级自动化系统和火电厂辅助车间控制系统联网,以及逐步实现集中监视和控制的考虑,目前集中控制室不论采用何种布置方案,已不再仅仅是服务于单元机组,而是服务于整个火电厂。现一般需要布置在集中控制室内的仪表和控制设备主要包括:

- 1) 每台机组的 DCS 操作员站。
- 2) 公用 DCS 的操作员站 (如果有的话)。
- 3) 机组其他控制系统操作员站 (如果有的话)。
- 4) 少量常规仪表和报警光字牌、紧急事故停止和启动按钮。
- 5) 网络控制系统 (NCS) 操作员站。
- 6) 辅助车间控制系统操作员站。
- 7) 全厂闭路电视监视器、消防中央控制盘等。
- 8) 厂级监控和信息管理系统的终端。
- 9) 值长站等。

上述设备的布置通常有弧形和一字形两种方案,各设备相对位置随火电厂运行管理模式和习惯而异。

集中控制室的内部布置设计中应充分考虑带视频显示器的操作员站的特性,并遵循人因工程学原理。

### 3.3 电子设备室

#### 3.3.1 电子设备室内布置的设备

电子设备室主要布置 DCS 机柜、锅炉、汽轮机相关的控制机柜及部分电气控制柜。

#### 3.3.2 电子设备室布置位置

(1) 电子设备室集中布置。电子设备室一般布置在两台锅炉之间的控制楼内,电子设备室与集中控制室可均在运转层,相邻布置;或集中控制室布置在运转层,集中控制室下方布置电子设备室。该布置方案的优点在于电子设备室与集中控制室临近,便于现场安装调试和事故处理,缺点是与现场设备连接电缆较长。

(2) 电子设备室地理分散布置。每台机组设置 1 个 (或几个) 锅炉电子设备室和 1 个 (或几个) 汽轮机电子设备室,分别布置在锅炉房、除氧煤仓间、汽机房 (随主厂房布置方案而异)。该方案优点是可以在一定程度上缩短现场设备至机柜连接电缆的敷设长度,缺点是集中控制室与电子设备室之间的距离较远,给管理、调试工作造成不便。

(3) DCS 地理分散布置。DCS 设备分散布置在设备附近,可以考虑建造小室,或 DCS 机柜装设小型空调 (如果环境温度超过 DCS 模块规定的环境温度)。DCS 可靠性的提高、现场总线技术的应用,为实现 DCS 机柜按地理位置分散布置创造了条件。电子设备室布置图如图 2.6-4 所示。

## 4 检测、仪表和执行机构

检测的任务是对火电厂生产过程的各种变量和参数进行检查、测量,向各自动化系统提供所需的输入信号,以使其完成控制、监视、报警、联锁和保护等功能,并向有关人员 (运行、维修、管理) 提供主、辅机设备及系统的运行情况的信息。

### 4.1 过程变量及其测量仪表

#### 4.1.1 热工变量及非热工变量

火电厂热力过程是用各种变量或参数来描述的,这些变量或参数统称为热工参数或热工变量。它主要包括各类工艺介质的压力、差压、温度、流量、物位、化学成分,以及必

要的环境参数等。

此外,火电厂中许多辅机 (电动阀门和转动机械) 是与生产过程直接相关的,表征其工作状态的物理量如转速、振动、轴位移等,以及阀门的启闭状态或开度,锅炉火焰强度等参数也应当进行测量和监视,它们属于非热工变量,但均被包括在火电厂检测的范畴之内。

#### 4.1.2 测量和仪表

测量是以确定被测变量的量值为目的的操作。通常利用某种物理或其他现象把被测变量转换成容易度量和观察的或便于远传的信号以便就地显示、远距离传送或用于其他功能。

测量仪表是单独地或连同其他设备一起用来进行测量的装置总称。

测量仪表有许多分类方法:

1) 按其功能和用途可划分为一次仪表和二次仪表。一次仪表包括检出元件或敏感元件、传感器、变送器。二次仪表是指利用一次仪表信号完成其他功能的仪表,包括记录仪、指示仪表、调节仪表等。

2) 按被测变量的种类 (压力、温度、流量等) 划分为压力仪表、温度仪表、流量仪表等。

3) 按输出信号类别 (模拟信号、开关量信号等) 划分为模拟量仪表、开关量仪表。

4) 按仪表安装位置划分为就地仪表、远传仪表、盘装仪表等。

工程应用中测量仪表的命名通常是以上分类的综合,例如压力变送器、差压开关、就地压力指示表等。

传感器是感受被测变量,并按一定规律将其转换成统一性质输出量的装置或器件。它通常包括检出元件和转换元件。变送器是输出为标准信号 (例如 4~20mA DC 或 1~5V DC 电信号) 的传感器。

模拟量仪表是以被测量值的连续函数输出或显示的仪表;开关量仪表是提供接点输出的仪表,主要用于报警和保护联锁。

随着 DCS 在火电厂应用经验的积累,常规二次仪表已经基本上取消,其显示、记录、调节等功能均由 DCS 完成。因此,在火电厂检测仪表设计中,往往不再特别关注和严格区分测量仪表的类别,以及二次显示仪表的选型,关注更多的是测量方法和一次仪表的选择。

### 4.2 检测和仪表系统设计

#### 4.2.1 检测项目和测点分类

火电厂检测项目按其对于机组安全、经济运行的重要程度可划分为主要参数、重要参数、辅助参数及机组性能试验参数。对应的测点也可分为主要测点、重要测点、辅助测点和试验测点。

(1) 主要测点。它是对安全、经济运行或仅对安全运行必不可少参数的测点。

(2) 重要测点。它是与经济分析或核算有关参数的测点。

(3) 辅助测点。它是为分析两类测点所检测参数中的问题而需要检测相关参数的测点,及仅为启动过程中特别需要监视参数的测点。

(4) 试验测点。它是由设备制造厂商和承担机组性能考核的单位为性能、效率考核而提出需装设的测点。

#### 4.2.2 检测仪表设置准则

(1) DCS 各控制子系统需要同样信号时,除触发机组跳

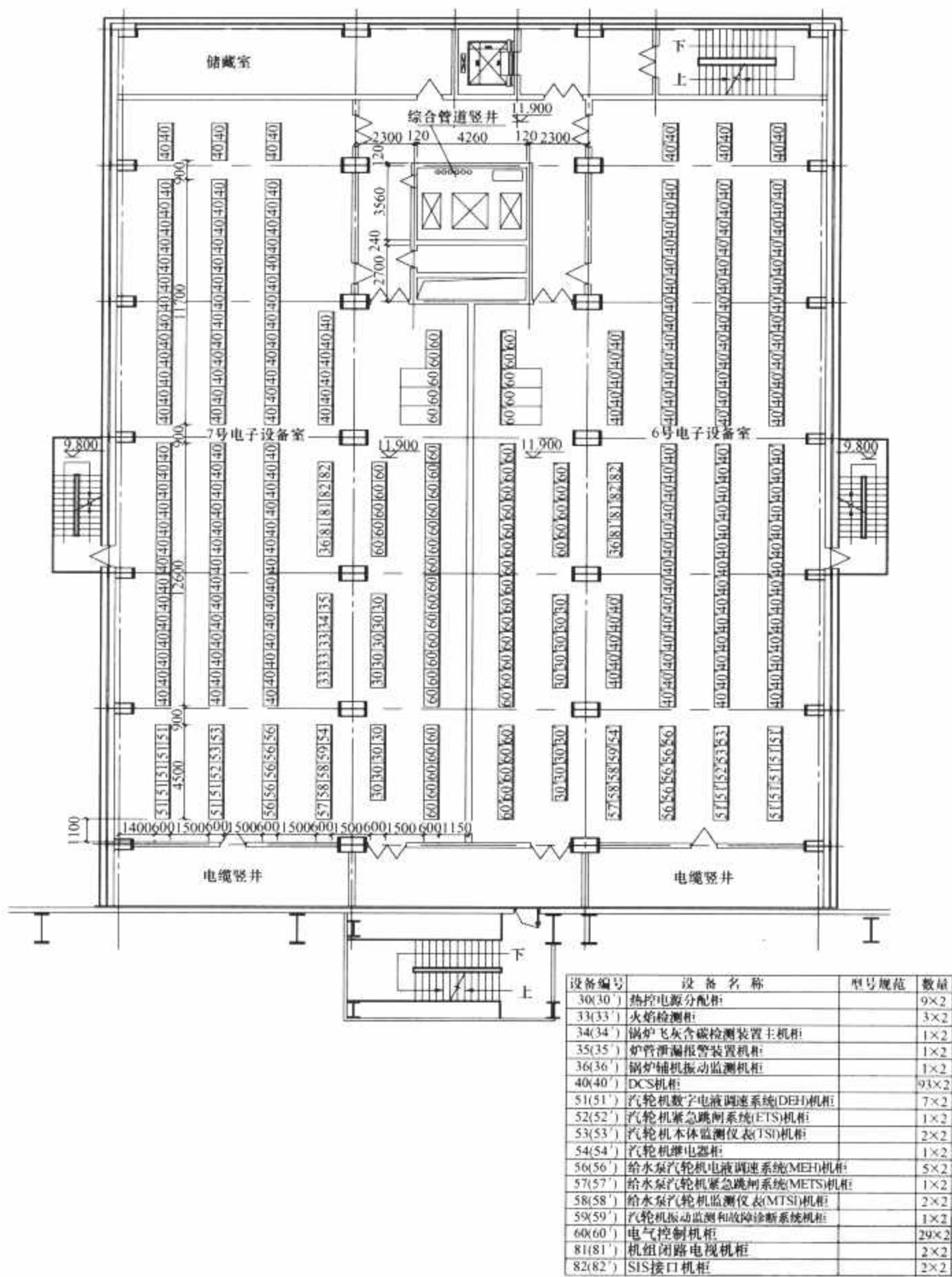


图 2.6-4 电子设备室布置图

闸保护信号的仪表单独设置外，一般可合用而不再重复装设，例如每一高压加热器装设冗余的水位（差压）变送器既用于水位调节，也用于水位高、低值的联锁和水位指示。

(2) 模拟量控制和联锁保护回路中主要参数的变送器、测温元件应冗余配置，如汽包水位、炉膛压力、汽轮机第一级压力等变送器应三重冗余配置。给水和蒸汽流量、主蒸汽和再热蒸汽温度、除氧器压力和水位等变送器、测温元件应二重冗余配置等。

(3) 用于联锁、保护、报警的开关量信号通常直接来自压力开关等开关量仪表的输出，可确保信号的独立性和可靠性。随着 DCS 可靠性的改善和模拟量变送器性能的提高，

采用变送器替代开关量仪表，也成为一种很好的方案。变送器输出的模拟量信号由 DCS 数据处理后，用于联锁逻辑或报警，可设置多种定值，满足多个逻辑的需要；可实现控制、保护、报警合用变送器，减少测点及一次仪表的配置。

(4) 为使检测信号在各种工况下均能准确反映实际的被测量，根据被测量的物理特性，下列一次测量信号应考虑补偿（补偿测点可与检测测点合用）：

- 1) 汽包水位的汽包压力补偿。
- 2) 给水流量的给水温度补偿。
- 3) 送风量的温度补偿。
- 4) 主蒸汽流量的蒸汽压力和温度补偿（当测量此参数



时)。

(5) 应配置运行人员现场检查所必需的就地检测仪表,如就地水位计、压力表和温度计等。

(6) 集中控制室装设的后备常规显示仪表和报警光字牌,其输入信号不宜取自 DCS 的输出。

(7) 随主辅设备本体成套供应及装设的检测仪表(包括转动设备的轴承振动监测仪表),应在设备招标文件和采购合同中确定。

#### 4.2.3 检测仪表选型原则

(1) 检测仪表的选型应满足国家强制性规定和被测参数的量程范围,还应综合考虑仪表的使用环境(如防爆要求等)和安装位置、被测介质的腐蚀性、黏度等因素。另外,全厂仪表的统一性、维护方便性等也是应考虑的。

(2) 除埋入式温度元件外,热电阻、热电偶应选用铠装芯产品;测量高温、高压、高流速介质应选用焊接式安装的热电偶。

(3) 变送器选择时除应正确确定其量程、敏感元件和接口部件的材质、固定支架、外壳材质、防爆要求等外,对用于高压介质条件的差压变送器还应考虑其静压要求。

(4) 开关量仪表除按变送器的选择要求外,还应使其回差能满足使用要求。

(5) 分析仪表传感器的类型应根据测量环境条件合理配置,如在有断水可能的管道不应采用插入式传感器。

### 4.3 检测仪表及执行机构简述

#### 4.3.1 温度测量

测量介质和设备部件温度主要采用热电偶或热电阻。通常热电阻、热电偶均直接连接至 DCS。

就地温度指示一般采用双金属温度计。

#### 4.3.2 压力、差压测量

压力、差压变送器用于需要输出标准信号的场合,对仅需要输出接点信号的场合则可采用压力、差压开关。

就地压力指示仪表通常用弹簧管压力表。

#### 4.3.3 物位测量

压力容器的水位测量一般采用测量差压的方法,差压信号经差压变送器,转换成标准模拟信号或开关量信号。

其他物位测量仪表还有浮球液位计、导波雷达液位计、超声波料位计、雷达液位计、磁翻板液位计、激光料位计等。

#### 4.3.4 流量测量

流量通常通过测量被测介质流经取样元件时产生的压差来测量。压差信号经差压变送器或开关量仪表,转换成标准模拟信号或开关量信号。常用的取样元件有节流孔板、喷嘴、机翼、文丘里管、阿牛巴等。

大流量的常温介质的流量测量一般选用电磁流量计;大管径的循环水流量可采用超声波流量计;自流式管道的流量必须采用可测量非满管流量的流量计。

涡轮流量计、涡街流量计、齿轮流量计、质量流量计等,可用于不同介质、不同场合的流量测量。

#### 4.3.5 分析仪表

分析仪表包括氧化锆氧量计,测量炉水和蒸汽的导电度、pH 值、含氧、金属钠、硅等,以及用于环保监测和脱硫、脱硝控制的  $\text{NH}_3$ 、 $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$  等专用仪表。

#### 4.3.6 机械量仪表

机械量仪表主要包括测量各转动设备的转速、轴承振动、偏心度、轴向位移等参数的仪表,通常采用电涡流、磁

阻等形式的传感器,将机械量转变为可远传的电信号。

#### 4.3.7 电动执行机构

火电厂常用的电动执行机构根据动作频繁程度分为开关型执行机构和调节型执行机构,分别对应于 GB 755—2000《旋转电机 定额和性能》中规定的 S2 和 S4、S5 工作制。

调节型电动执行机构的控制信号多数采用 4~20mA DC 模拟量,调节型电动执行机构的反馈信号为 4~20mA DC 模拟量。

#### 4.3.8 气动执行机构

两位式气动执行机构一般应配备膜盒(或气缸)、电磁阀及行程开关等附件,电磁阀带电(进气)为工作状态,电磁阀失电(排气)为安全状态。

调节阀所用的气动执行机构除具有膜盒(或气缸)、定位器、阀位反馈装置等基本配置外,还需根据工艺系统异常工况或失去控制信号或气源时阀门的动作要求(确保人身或设备安全),配置超驰控制电磁阀、限位阀等附件。

#### 4.3.9 液动执行机构

个别特殊的阀门采用液动执行机构,液动执行机构均随阀门配供油站、蓄能器等附属设备。

## 5 分散控制系统(DCS)应用

### 5.1 分散控制系统概貌

#### 5.1.1 分散控制系统及其构成

分散控制系统也称分布式控制系统。

分散控制系统于 20 世纪 70 年代问世,它是基于计算机技术、通信技术、控制技术及显示技术(4C 技术)的发展出现的新型计算机控制系统。DCS 技术也伴随着这些技术的飞速进步而不断更新和发展。

DCS 可以分为 3 个主要部分:

(1) 系统通信网络。它是 DCS 的骨架,它连接 DCS 系统的部件或设备,完成系统中各种信息的传送。它必须满足实时性的要求,确保所需的信息在规定的时限度进行传送;它必须满足可靠性的要求,保证通信在任何情况不能中断;它必须满足扩充性和开放性要求,保证网络节点可随时增加,且使通信网络在较低负荷下运行,采用标准通信协议、通用的拓扑结构,便于同其他系统的通信。

(2) 分散处理单元(Distributed Processor Unit, DPU)。它是 DCS 的核心部件,执行 DCS 的控制功能。它由控制器模块及输入/输出(I/O)模块、通信模块等构成。

(3) 人机接口。它通常包括工程师站和操作站。工程师站用于 DCS 的程序开发、系统组态和诊断、数据库与画面的编辑和修改,以及系统调试,也用于在线运行时对系统进行实时监视和调整。

操作员站是运行操作人员操作和监视生产过程的手段,是操作人员同 DCS 联系的界面。

#### 5.1.2 DCS 在我国火电厂的应用

DCS 问世 30 年来,在各工业领域中得到了广泛的应用,已经成为各个工业部门的主要或首选控制系统。

我国火电厂应用 DCS 始于 20 世纪 80 年代中期,经过 20 多年的探索和努力,我国火电厂 DCS 应用取得了巨大的进展,目前我国大型火电机组都已全部装备 DCS。机组 DCS 通常包括数据采集系统(Data Acquisition System, DAS)、模拟量控制系统(Modulating Control System, MCS)、顺序控制系统(Sequence Control System, SCS)、炉膛安全监控系统(Furnace Safeguard Supervisory System,



FSSS) 等系统, 对确保机组安全经济运行发挥了关键作用。

我国火电厂 DCS 应用水平正在进一步提高。具体表现在以下五方面:

1) DCS 功能覆盖范围逐步扩大, 实现各控制系统的硬件一体化。

2) 随着屏幕显示技术的发展, 进一步完善和强化操作员站的功能。

3) 采用各种先进控制策略和算法软件, 进一步改善控制品质。

4) 采用远程 I/O 技术及现场总线, 实现控制功能的物理分散。

5) DCS 的应用向优化电厂运行和优化生产管理方面延伸。

## 5.2 DCS 应用有关问题

### 5.2.1 DCS 一体化

一体化的分散控制系统 (integrated distributed control systems), 简称一体化 DCS, 是指整个火电厂的控制、监视功能均由一个统一的 DCS 来完成。采用一体化 DCS 的优点在于:

1) 所有的数据对于系统的全部功能均可共享。

2) 硬件品种少, 软件结构统一, 可减少备品备件, 降低培训、维护的费用。

3) 取消了不同系统互联所用的网关 (gateways) 及相关的硬件和软件, 有利减少时间迟延和潜在的故障点。

4) 可采用统一的操作员站, 提高运行操作水平。

目前, 国内火电厂采用一体化的 DCS 主要关注点是某些主辅机配套的控制设备和系统, 如汽轮机数字电液控制系统、给水泵汽轮机数字电液控制系统等, 尽量采用与机组 DCS 相同的系统, 以获取便于运行和维护的好处。

采用一体化 DCS 必须考虑的问题有:

1) 整个电厂采用一个 DCS 来控制 and 监视, 对选择 DCS 提出了更高的要求, 即所选 DCS 应当有足够的容量和能力来完成电厂的所有控制任务, DCS 制造厂也应当有足够的能力和经验从事电厂控制领域工作。

2) 有些控制系统与工艺设备密切相关, 或者传统上是随工艺设备配套的, 或带有工艺设备制造厂的专用软件, 这些系统纳入一体化 DCS, 可能会增加设计和调试中的协调工作。

3) 随着通信技术向开放性和标准化发展、工业标准通信系统的成功应用, 不同的数字控制的互联变得容易实现, 选用性价比最佳的机组 DCS, 并通过网关同其他数字控制系统相组合, 辅以重要信号的硬接线连接, 构成更灵活的准一体化 (quasi-integrated) 控制系统, 也是有竞争力的解决办法。

### 5.2.2 功能分散和地理分散

功能分散和地理分散是指分配任务给各分散处理单元和在选择分散控制系统的硬件的布置时所遵循的两种原则。

(1) 功能分散。它是指应用程序在 DCS 的不同硬件之间的分配, 而这些硬件是按照控制任务和控制功能而分割的。功能分散应考虑到:

1) 使每个分散控制单元或控制站的故障失效对火电厂影响最小。

2) 在一个控制站中保持每个功能的完整性, 即一个给定的分散控制单元内完成一个完整的应用任务或一组相关的应用任务, 尽量减少系统网络中各站点间的数据通信。

3) 应当根据 DCS 的分散控制单元或控制站的处理能力和火电厂对 DCS 可靠性要求, 选择适当的功能分散的程度。

4) 功能分散可以采取按火电厂工艺设备或子系统 (例如给水系统、制粉系统), 也可按功能子系统 (模拟量控制、顺序控制等) 进行。通常采用两者的组合。

(2) 地理分散。它是按照电厂实际布置、最短接线准则和就地环境条件进行系统硬件配置。可能有多种地理分散的方式:

1) 控制站集中布置在分散于火电厂不同区域的电子设备室中。

2) 控制站分散布置在现场设备附近。

3) 采用远程 I/O 技术, 将 I/O 模件分散布置在现场设备附近。

具体工程中, 常常采用几种地理分散方式的组合。在确定地理分散方案时, 应考虑:

1) DCS 硬件对所在环境的适应性。

2) DCS 系统通信网络的结构和性能。

3) 火电厂对设备维修的要求。

4) 主厂房布置方案的特点。

### 5.2.3 可靠性和可用性

DCS 的可靠性和可用性是 DCS 成功应用的关键。目前, 国内火电厂要求 DCS 可用率大于 99.9%, 实际上 DCS 的可用率在逐年提高, 现已可达到 99.95% 以上。

为提高 DCS 的可靠性, 首先必须提高构成 DCS 的各个元 (部) 件的可靠性, 获得高的平均无故障时间 (MTBF), 即在模件的电路设计和制造过程中采取措施, 使 DCS 的各种模件具有高的性能 (包括抗干扰能力、故障诊断能力等), 通常在 DCS 规范书中均应作出明确和详尽的规定。

为提高 DCS 的可用性, 可采用功能分散和冗余设计。冗余是指提供某一功能所要求的资源的重复配置, DCS 的冗余包括系统通信网络冗余、电源冗余、分散处理单元冗余、I/O 模件冗余及操作员站冗余等, 可根据应用情况选择。

### 5.2.4 电源和接地

一般为 DCS 提供两路交流  $220 \times (1 \pm 10\%) \text{ V}$ ,  $(50 \pm 2.5) \text{ Hz}$  的单相电源。这两路电源可以来自两套不停电电源 (UPS); 也可一路来自不停电电源 (UPS), 另一路来自厂用保安段电源。两路电源接入 DCS 的电源分配柜。DCS 电源分配柜内可按需要配置隔离变压器或其他隔离设备。

DCS 机柜内应配置的两套冗余直流电源装置, 应分别由来自 DCS 电源分配柜的两路交流电源馈电。

DCS 系统应在单点接地时可靠工作。DCS 机柜中应设有独立的安全地、信号参考地、屏蔽地及相应接地铜排。DCS 内所有接地均应同电厂的接地网单点连接。

### 5.2.5 系统余量

为了保证 DCS 正常运行的安全性, 满足投产后逻辑和程序的修改和 (或) 扩展, DCS 应有下列余量:

(1) 每个机柜内的每种类型 I/O 测点都应有 10%~15% 的余量。

(2) 每个机柜内应有 10%~15% I/O 模件插槽余量。

(3) 控制器站的处理器处理能力应有 40% 余量, 操作员站处理器处理能力应有 60% 余量。

(4) 处理器内部存储器应有 50% 存储余量, 外部存储器应有 60% 外存余量。

(5) 30%~40% 电源余量。

(6) 系统通信网络负荷率不大于 40% (共享式以太网通

信的负荷率不大于 20%)。

### 5.2.6 系统通信网络及通信接口

(1) 系统通信网络要求。

1) 系统通信网络应是冗余的(包括冗余通信接口模块),冗余的通信网络在任何时候都应同时工作。

2) 连接到系统通信网络上的任一系统或设备发生故障,不应导致系统通信瘫痪或影响其他联网系统和设备的工作。系统通信网络的故障不应引起机组跳闸或使分散处理单元不能工作。

3) 在机组稳定和扰动的工况下,系统通信网络的通信速率应保证运行人员发出的任何指令均能在 1s 或更短的时间里被执行。

4) DCS 的数字主时钟用于使系统通信网络上的各个站点的时钟同步,数字主时钟与 GPS 的时钟信号或其他标准时钟信号同步。

5) 系统通信网络应有连续诊断功能,确保通信的高度可靠性。

(2) 通信接口要求:

1) DCS 通信接口应具备与其他的控制系统通信的能力,通信接口满足响应时间要求并支持多种通信协议。

2) 所有通信接口应内置于分散处理单元,或作为一个独立的多功能网关挂在系统通信网络上。

3) 当需要用于双向通信的接口时应考虑冗余,冗余的通信接口在任何时候都应同时工作。

4) DCS 与厂级实时监控系统的通信接口应有安全防护措施,并应保证厂级实时监控系统的接入不会降低 DCS 的性能,如分辨率、响应速度、通信网络的负荷率等。

### 5.2.7 软件要求

(1) DCS 的软件包括实时操作系统、支持软件、工具软件和各种应用程序,并有合法使用许可证。

(2) 所有的算法和系统整定参数应驻存在各处理器模块的具有保护功能的存储器内,执行时不需要重新装载。除专用的系统语言外,DCS 应提供高级编程语言以满足用户工程师开发应用软件的需要。

(3) 模拟量控制的处理器模块完成所有指定任务的最大执行周期一般应为 100~250ms,开关量控制的处理器执行周期一般为 50~100ms。随着 DCS 性能的提高,处理器执行周期有可能进一步缩小。对需快速处理的模拟和顺序控制回路,其执行周期宜小于 20ms。

(4) 模拟控制回路的组态,应通过驻存在处理器模块中的各类功能块的连接,直接采用 SAMA 图或功能图(按 IEC 61 131-3:2003《程序控制器 第 3 部分:程序设计语言》)方式进行。顺序控制逻辑应采用熟悉的、类似于继电器形式的功能符号,以逻辑图或梯形图格式进行组态。

(5) 不论系统是在线或离线,均应能对该系统的组态进行修改。查找故障的系统自诊断功能应能诊断至模块级故障。

### 5.2.8 人机接口

DCS 的人机接口设计应遵循人因工程学(human factors engineering)原理,使人机接口与人的能力和局限性相适应,以便向操作运行和维护人员提供优化的信息和便捷的操作手段。

视频显示器是人机接口的关键设备,它可向操作运行和维护人员提供多种用途的、直观的、清晰的画面。随着视频显示技术的发展,DCS 所配备的显示器已从阴极射线管(Cathode Ray Tube, CRT)显示器,过渡到液晶显示器(Liquid Crystal Display, LCD),显示器性能、画面设计技

术不断完善。

广义上讲,人机接口还包括手动操作站、常规指示和记录仪表、常规报警系统。目前,国内火电厂仅保留了少量后备紧急操作设备,用于 DCS 故障时,安全停机、停炉操作一般不再装设手动操作站、常规指示和记录仪表。

## 5.3 DCS 应用技术发展

### 5.3.1 功能安全和安全控制器应用

(1) 安全相关系统。安全相关系统(safety-related system)也称安全仪表系统(safety instrumented system),它执行必要的安全功能,以使被控对象达到或保持在安全状态,并且同其他系统一起力图使所要求的安全功能达到必需的安全完整性。它可以防止危险事件的发生和减少危险事件的影响。当发生危险事件时,安全相关系统将采取适当的动作和措施,防止被控对象进入危险状态,避免危及人身安全和损伤设备。为了保证安全相关系统的功能安全,20 世纪 70 年代国外已经制定了相应的标准,现在已发展成为国际标准,例如 IEC 61508:2000《Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems》(GB/T 20438.1~7—2006《电气/电子/可编程电子安全相关系统的功能安全》)、IEC 61511:2004《Functional safety-Safety instrumented systems for the process sector》(GB/T 21109.1~3—2007《过程工业领域安全仪表系统的功能安全》)。

(2) 故障安全控制器。20 世纪 80 年代中期以后,伴随着微电子技术和控制系统可靠性技术的发展,出现了专门用于安全系统的故障安全控制器、安全型 PLC。有些 DCS 与故障安全控制器实现了无缝连接。安全系统正在各工业部门迅速推广和应用。故障安全控制器特点如下:

1) 具有高度的安全性和可用性。多重模块冗余容错结构,系统的 MTBF 可超过 200 年;具有完善的在线自诊断功能,诊断覆盖率高。

2) 具有故障安全和快速响应特性。组态和应用软件编程工具使用方便,能确保系统安全,可降低安全系统设计费用。

3) 产品经第三方机构严格的评估和认证,并按相关的安全标准,确定其安全等级。

(3) 应用。火电厂中以下系统可认为属于安全相关系统:

1) 汽轮机紧急跳闸系统。

2) 防火和气体监视系统。

3) 汽轮机控制系统。

4) 炉膛安全监控系统或称燃烧器管理系统(Burner Management Systems, BMS)。

关于火电厂中安全相关系统的设备选型,有些国家(例如欧盟各国)制定了强制性标准,规定必须选用经认证过的故障安全控制系统;有些国家则没有制定相关标准,而是由业主自行决定。

目前,国内火电厂的安全相关系统基本采用 DCS、PLC 或继电器逻辑装置,仅有少数电厂采用了故障安全控制器。因为故障安全控制器价格偏高,且没有相应标准的支撑,故障安全控制器在火电厂尚未广泛应用。

### 5.3.2 先进控制和优化软件应用

作为 DCS 功能的延伸和增强,优化软件可包括火电厂实时过程控制参数的先进控制软件和保持设备、系统经济高效运行的性能分析、故障诊断及优化运行的管理软件。两者



之间有时并无明显的分界线。

先进控制软件主要包括:

(1) 先进的机组协调控制软件,用于改善机组对负荷响应能力。

(2) 先进的锅炉汽温优化控制软件,用于克服控制对象的大惯性和大延迟,改善汽温调节品质。

(3) 燃烧优化控制软件,用于改善锅炉燃烧效率,降低 $\text{NO}_x$ 、飞灰含碳量,以满足环保要求。

优化软件主要包括:

(1) 汽轮机和锅炉性能计算和分析指导。

(2) 吹灰优化软件。

(3) 负荷经济调度和优化软件。

(4) 设备故障诊断软件。

(5) 设备寿命管理软件。

(6) 设备状态检修软件。

先进控制和优化软件模块一般是基于PC平台或DCS平台开发的,可在PC机上工作,也可运行在与DCS联网的独立的工作站上,具有很大的灵活性;某些先进控制和优化软件模块已嵌入DCS,以便于用户使用。

先进控制和优化软件的应用,需要对火电厂工艺过程进行分析,取得数据然后建立模型,许多DCS厂商和软件供应商均提供从最初现场评估到软件调试投运的全过程服务,即提供所谓的“整套解决办法”(total solution),这有利于优化软件及时投入使用和取得经济效益。

先进控制和优化软件作为DCS系统的延伸和功能的扩大,在国外已有许多业绩,在国内则把某些优化管理软件纳入厂级自动化系统的范畴。

### 5.3.3 现场总线技术应用

(1) 现场总线概念。根据国际电工委员会 IEC 61158:2003 的定义:安装在制造或生产过程区域的现场设备与控制室内的自动控制装置之间的数字式、串行、双向、多点通信的数据总线称为现场总线。

由现场总线与现场设备组成的控制系统称为现场总线控制系统(Fieldbus Control System, FCS)。

现场设备(也称为现场总线设备)是指连接在现场总线上的各种仪表设备。它可按其功能分为变送器、执行器、转换设备、接口设备、电源设备及各种附件。

(2) 现场总线和现场总线控制系统特点。

1) 由于现场总线是用数字信号传输数据的,因此可以克服DCS输入通道中A/D转换、输出通道中D/A转换及模拟信号传输产生的误差,从而提高传送精度。

2) 可以在现场设备中实现某些运算和控制功能。

3) 可以传输现场设备的非过程数据。例如设备的组态、远程操作和整定数据,以及对设备进行管理所需的参数(如诊断数据和校验数据)等,便于实现设备管理(在线组态和诊断)。

4) 可以显著减少电缆的使用量及降低相关的材料和安装费用。

5) 为用户提供开放的、具有可互操作性、可互换性和统一标准的测量和控制产品。

(3) 现场总线技术应用。现场总线技术应用的关键是制定统一现场总线通信标准,并生产统一标准的现场总线设备。

国内火电厂现场总线控制系统应用刚刚起步,主要用于辅助系统,如化学补给水、闭式冷却水等系统采用Profibus现场总线设备,现已投入使用。但总体来说,现场总线技术在我国火电厂的应用是比较滞后的,一方面是因现场总线技术自身不够成熟,支持现场总线智能现场设备选择余地较

小,国产设备更少,且设备价格较高;另一方面是对现场总线控制系统的认识不够深入,担心采用现场总线技术可能带来的风险。随着技术发展和实践应用,人们对现场总线技术的认识逐步深入,认识到现场总线技术的实质仅在于现场设备的智能化,现场设备信号传输的数字化;国内火电厂可以采取灵活的循序渐进的应用策略,根据现场总线设备的发展和供货现状,和火电厂设备控制要求与布置方案,灵活地采用DCS/PLC和现场总线技术,组成混合的(或集成的)电厂控制系统。例如:对电厂中大量温度测点,可采用现场总线连接的远程I/O;对电厂中大量单回路简单控制系统,可将控制逻辑“下放”到现场总线设备中;对机组主要控制系统,控制逻辑仍由DCS的分散控制单元完成,以便能采用较复杂和完善的控制算法和策略,且便于各子系统间的协调;电厂的辅助车间和系统可采用PLC和现场总线技术。

现场总线技术应用在国内火电厂,给自动化系统的设计、安装、调试带来一些新的课题,需要更新设计理念。例如:根据工艺系统的特点和现场设备的地理位置,合理划分区域,确定现场总线配置方案,以优化通信支路设计、仪表连接设计;充分利用采用现场总线技术带来的丰富的现场状态、诊断信息,以及远程参数调整、校正功能。

## 6 监视、操作和报警

### 6.1 监视和操作手段

火电厂应用DCS之前,运行人员通常通过常规模拟仪表显示来监视工艺参数,通过开关和按钮对设备进行控制、操作,由报警光字牌和信号灯获得报警和状态信息。

火电厂应用DCS后,操作员站成为机组的主要监视和操作手段。同时,仍然保留了许多常规模拟显示仪表、模拟量控制手操站、重要辅机操作开关和常规报警光字牌,以作为DCS的后备。

随着DCS可靠性的提高和应用经验的积累,目前,已做到对机组的监视和操作全部通过DCS操作员站完成,常规仪表和控制手段基本上取消,仅保留少量紧急停机按钮。

### 6.2 DCS的监视、操作和报警功能

#### 6.2.1 操作功能

DCS的操作功能由DCS操作员站完成,操作员站一般由视频显示器、键盘和(或)鼠标、光笔、触摸屏等组成(随不同DCS而异)。用操作员站进行的操作是以图形画面为基础的,在操作前和操作过程中,运行人员可以方便地看到工艺流程的画面,获得工艺参数、设备状态及操作指导信息。因此,同常规操作手段相比,DCS操作功能更容易避免误操作,是更完善的、符合人因工程学原理的操作。

#### 6.2.2 数据采集功能

DCS的监视、报警功能由DCS的数据采集系统(DAS)完成,它包括各种参数和状态(模拟量和数字量)显示、记录,报警处理和显示,历史数据存储和检索,性能计算等。

##### 6.2.2.1 显示功能

(1) 显示字符和图像信息、显示过程信息(DCS系统内的所有过程点、中间变量和计算值)及DCS内部诊断信息(系统内各节点设备的状态)。

(2) 画面显示包括工艺系统模拟图画面、各种操作画面(带操作指导显示),以及成组显示、棒状图显示、报警显示和趋势显示等画面。在一幅画面中可同时包含上述多种形式的画面。



(3) 操作画面中可包括机组和设备在各种工况(启动、停止、正常运行、跳闸等)下的操作指导信息。

(4) 画面可以用窗口、击键、翻页等多种方式调用。每幅画面能显示的动态数据每秒更新一次。画面显示能力、每幅画面可容纳的过程变量的数量随DCS而异,且均在不断提高。

#### 6.2.2.2 报警功能

(1) DCS内的所有过程输入和计算值均可以进行报警处理。可实现多级报警和偏差报警。报警限值可以是预先设定的常数,也可以是变量即某个过程变量的一个函数(变定值报警)。

(2) 可设置“报警闭锁”或“报警抑制”功能,以便在设备停运及设备启动时,减少不必要的误报警。

(3) 所有报警点均分别设置“报警死区”,以减少参数在接近报警限值时产生的频繁报警。

(4) 报警显示按时间顺序排列,最新发生的报警优先显示在报警画面的顶部或底部,每一个报警点可设不同的优先级,并用不同的颜色显示该点的报警级别。

(5) 可显示多页的报警一览。报警一览的信息包括报警点的详细信息。

(6) 可设计有软光字牌画面,当有报警时,自动跳出含该报警点的软光字牌画面。当用鼠标点击软光字牌时,应能调出产生该成组光字牌的实时逻辑,利于快速查找原因。

#### 6.2.2.3 记录功能

(1) 记录功能。可由程序指令或运行人员指令控制。数据库中所有的过程点均可以记录。

(2) 定期记录。包括交接班记录、日报和月报。

(3) 操作记录。用于记录运行人员在集控室进行的所有操作项目及每次操作时间,便于分析运行人员的操作意图,分析机组事故的原因。

(4) 设备运行记录。用于统计和记录重要辅机启停次数和累计运行小时数。

(5) 事件顺序(Sequence of Events, SOE)记录。当接入事件顺序记录的任何一点的状态变化至特定状态时,立即启动事件顺序记录。其时间分辨率应不大于1ms,且所有事件记录应参比于同一时间标准。

事件顺序记录完成后,应自动打印出来,并自动将记录存储在存储器内,以便以后按操作员的指令打印出来。

(6) 事故追忆记录。也称跳闸后的记录(post trip review log),一旦检测到机组某一主设备跳闸,程序将立即打印出表征机组主设备状态的多个变量的完整记录。跳闸记录可以10s时间间隔(跳闸前10min)和1s时间间隔(跳闸后5min)进行。

(7) 锅炉超温统计。用于监视在各种运行工况下锅炉金属的温度,它包括:

1) 计算锅炉各点金属温度与其限值的偏差,当超温时应累计超温时间。

2) 统计各班(运行值)锅炉超温次数、每次超温持续时间,并显示和记录。

#### 6.2.2.4 历史数据存储和检索

历史数据存储功能可以随时记录重要的状态和参数改变,并作为历史数据长期保存;可在操作员站上进行历史数据的检索。

#### 6.2.2.5 性能计算

(1) 性能计算用于在线计算发电机组及辅机的各种效率及性能参数,并可打印记录和显示计算值。

(2) 性能计算内容有机组净热耗率,汽轮发电机组整个循环性能,汽轮机效率和高压缸、中压缸、低压缸的效率,

锅炉效率,给水加热器效率,凝汽器效率,空气预热器效率,锅炉给水泵和给水泵汽轮机效率,过热器和再热器效率,热效率与额定热效率的偏差和计算偏差所引起的费用,以及其他需要计算的内容。

### 6.3 常规仪表、后备手操和报警

为确保机组在紧急情况下安全停机,通常在操作员站控制台上设置独立于分散控制系统的后备硬手操按钮。紧急情况是指DCS发生全局性或重大故障(例如DCS电源消失、通信中断、全部操作员站失去功能、重要控制站失去控制和保护功能等)。

后备硬手操项目有:停汽轮机;停锅炉;发电机变压器组跳闸;开启锅炉安全阀;开启汽包事故放水门;开启汽轮机真空破坏阀;启动直流润滑油泵;启动交流润滑油泵;发电机灭磁开关跳闸;启动柴油发电机等。

后备仪表已基本取消,但仍装设少量常规仪表,如汽包水位和炉膛火焰电视监视器等。

按DL 5000—2000的要求,每台机组必要时应设置不超过20个光字牌报警窗口(用于最主要参数偏离正常值、单元机组主要保护动作、重要控制装置电源故障时报警)。目前,许多电厂均不设常规报警或仅设少量常规报警。

### 6.4 工业电视监视

工业电视监视包括汽包水位监视系统和炉膛火焰监视系统。

## 7 模拟量控制

模拟量控制系统也称闭环控制系统(closed loop control system)。它的任务是对电厂工艺过程的主要参数或变量(模拟量)进行调节控制,以在各种运行工况下维持这些参数或变量在规定的范围内或按一定规律变化,保证机组安全、经济运行,满足电力系统对负荷的需求。

### 7.1 模拟量控制品质指标

模拟量控制的品质指标,与控制系统的性能和控制策略的完善程度有关,也同机组的动态特性有关。对亚临界汽包炉(机组容量600MW及以下),机组各主要被控参数的稳态、动态品质指标见表2.6-1(取自DL/T 657—2006《火力发电厂模拟量控制系统验收测试规程》)。

表 2.6-1 600MW 及以下机组各主要被控参数的稳态、动态品质指标

被调参数	负荷摆动 试验动态偏差		AGC 负荷跟随 试验动态偏差		稳态下 允许偏差
	直吹式 机组 3% $P_e/\text{min}$	中间 贮仓式 机组 5% $P_e/\text{min}$	直吹式 机组 1.5% $P_e/\text{min}$	中间 贮仓式 机组 3% $P_e/\text{min}$	
主蒸汽压力(MPa)	$\pm 0.5$	$\pm 0.5$	$\pm 0.6$	$\pm 0.6$	$\pm 0.3$
主蒸汽温度( $^{\circ}\text{C}$ )	$\pm 8.0$	$\pm 8.0$	$\pm 10$	$\pm 10$	$\pm 3$
再热蒸汽温度( $^{\circ}\text{C}$ )	$\pm 10$	$\pm 10$	$\pm 12$	$\pm 12$	$\pm 4$
汽包水位( $\text{mmH}_2\text{O}$ ) <sup>①</sup>	$\pm 40$	$\pm 40$	$\pm 60$	$\pm 60$	$\pm 25$
炉膛压力(Pa)	$\pm 150$	$\pm 150$	$\pm 200$	$\pm 200$	$\pm 100$
氧量低于(%)	—	—	—	—	$\pm 1$
实际功率变化(%/min)	不小于 2.2	不小于 4.5	不小于 1.0	不小于 2.5	—
负荷相应时间	1.5min	40s	1.5min	40s	—

注 表中所列数据是在机组协调控制方式下,70%~100%负荷范围内,负荷指令以3%(或5%) $P_e/\text{min}$ 的变化速率,扰动量为 $\Delta P=15\%P_e$ 的定值扰动下获得的。

①  $1\text{mmH}_2\text{O}=9.806375\text{Pa}$ 。

对于超临界和超超临界机组,目前尚无相关的品质指标的相关标准和规范。

## 7.2 模拟量控制设计准则

(1) 控制系统应划分为独立执行特定功能的若干子系统,子系统设计应遵守“独立完整”的原则,各子系统应有合理的连接,以保持数据通信总线上的信息交换量最少。

(2) 在规定的自动控制范围内,控制系统应是全自动工作的而不需任何性质的人工干预。

(3) 控制的基本原则方法是必须直接并快速地响应代表负荷或能量指令的前馈信号,并通过精确的闭环反馈控制和其他先进策略,对该信号进行最终的微调 and 校正。

(4) 控制系统应能够自动补偿及修正机组自身的瞬态响应及其他必需的调整和修正。

(5) 控制系统应能操纵被控设备,特别是低负荷运行方式的设备,其自动方式能在从最低不投油稳燃负荷到满负荷范围内运行。锅炉给水控制系统可实现全程自动控制。

(6) 控制系统任何一部分都能从手动到自动和从自动到手动、无平衡、无扰动地切换。

(7) 控制系统联锁和超驰控制功能的触发动作和动作完成既不应造成系统的不稳定,也不应在超驰控制期间或超驰控制之后使控制回路产生积分饱和。

(8) 对某些重要的关键参数,应采用三重冗余的测量值;对三重冗余的测量值,系统应自动选择中值作为被控变量,运行人员可在操作站上将三选中的逻辑切换至手动,而任选三个变送器中的某一个信号供自动用。

对某些仅次于关键参数的重要参数,应采用双重冗余的变送器测量值,收集到的测量值应当验证和进行有效性检查。若两个信号的偏差超出一定的范围,则应有报警,并将受影响的控制系统切换至手动,运行人员可将比较逻辑切换至手动,并可手动任选两个变送器中的一个信号用于投自动控制。

(9) 控制系统应监视设定值与被控变量之间的偏差和输出信号与控制阀门位置之间的偏差,当偏差超过预定范围时,系统应将控制切换至手动并报警。

(10) 当采用两个或两个以上的控制驱动装置来控制一个变量时,不管驱动装置在手动或自动方式的数量如何组合变化,控制的作用应是恒定的。

(11) 如果系统的控制输出信号失效或控制电源全部或部分丧失,最终控制驱动装置将保持原位或处于保证机组设备安全的位置。

## 7.3 机组协调控制

### 7.3.1 机组协调控制任务

大型火电机组均采用单元制运行,为使单元机组具有快速响应负荷变化的能力,锅炉和汽轮机应共同作出响应(例如并行地改变锅炉燃烧率和汽轮机的进汽量),以适应负荷变化和保证机组的稳定运行。因此,必须把锅炉—汽轮机作一个整体对象进行控制,即实现锅炉—汽轮机协调控制。

把锅炉—汽轮机作一个整体对象进行控制,应做到:

(1) 机组出力必须跟随电网负荷变化,满足电网对电能的数量(功率)和质量(电压、频率)的要求,即锅炉—汽轮机协调控制应接受电网总调的负荷自动调度,参与调峰、调频。

(2) 在满足负荷变化的同时,应确保锅炉—汽轮机的能量平衡,即机组的能量输入(锅炉燃烧率)和机组能量输出

(汽轮发电机的功率)的平衡。

(3) 实现锅炉内部燃料、送风、引风、给水等各控制子系统的控制动作的协调,确保锅炉安全、经济运行。

### 7.3.2 协调控制子系统

协调控制子系统也称负荷控制子系统或主控系统,其功能是接受外部负荷指令并加以处理,产生控制指令,作为锅炉和汽轮机各控制子系统的控制指令,以协调锅炉和汽轮机各控制子系统的动作。它包括两部分:

(1) 机组负荷指令处理回路。它用以协调机组能力和电网需求。由来自电网调度的指令或运行人员给定的指令经高低负荷限制、变化率限制、频率校正,以及辅机故障减负荷(run back)和迫升/迫降(run-up/run-down)过程的跟踪限制,形成实际机组负荷指令。

(2) 锅炉主控和汽轮机主控回路。该回路根据机组负荷指令、机组运行工况、(实际功率输出、机前压力等)、调节控制方式及机炉的动态特性计算出锅炉主控指令和汽轮机主控指令,分别送到锅炉和汽轮机各控制子系统,以协调地控制锅炉和汽轮机。

协调控制的基本运行方式有:协调控制、锅炉跟随、汽轮机跟随、手动控制。由4种基本运行方式可派生出许多运行方式。

## 7.4 锅炉模拟量控制

### 7.4.1 汽包锅炉模拟量控制子系统(按四角燃烧煤粉炉、中速磨直吹系统描述)

(1) 锅炉汽水系统包括以下控制子系统:

1) 给水控制。调节给水泵转速或给水控制阀开度,维持汽包水位在设定值。

2) 给水泵再循环控制。调节给水泵再循环阀开度,以保证给水泵流量高于给水最小流量。

3) 过热蒸汽温度控制。调节过热器喷水流量,以维持过热器出口温度(即主蒸汽温度)在允许范围之内。

4) 再热蒸汽温度控制。调节燃烧器倾角,以维持再热器出口温度在允许范围之内,喷水作为辅助控制手段。

(2) 锅炉燃烧系统包括以下控制子系统:

1) 燃料量控制。根据锅炉燃烧率指令控制给煤机转速,以改变燃料量,从而适应锅炉负荷变化。

2) 磨煤机控制。包括磨煤机出口温度和入口负压控制、一次风压控制。

3) 送风控制。调节送风机入口挡板或动叶,控制送风量,维持合理的风煤比,确保安全经济燃烧。

4) 二次风挡板控制。调节辅助风挡板是为了根据负荷或燃烧率控制风箱和炉膛差压;根据燃料量调节燃料风挡板,其开度是给煤机转速的函数。

5) 引风控制。调节引风机入口挡板或动叶,控制炉膛负压在设定值。

6) 燃油流量和压力控制。

### 7.4.2 直流锅炉模拟量控制

(1) 直流锅炉模拟量控制特点。超临界机组的锅炉均为直流锅炉,与汽包锅炉的工艺流程及控制机理有很大差异。直流锅炉没有汽包,给水变成过热蒸汽是一次完成的,加热、蒸发、过热三段受热面没有固定分界线,给水流量和燃烧率改变时,过热三段受热面的吸热比例将发生变化,导致锅炉蒸汽流量和出口温度变化。因此,给水控制、汽温控制和燃烧率控制是密切相关的。

(2) 直流锅炉模拟量控制策略。直流锅炉是一个多输入



多输出的控制对象,被控参数和控制变量之间是双向交叉作用的。例如锅炉出口蒸汽温度将受到燃烧率和给水流量的比率影响,改变燃烧率,改变给水流量,或者两者同时改变,均将对蒸汽温度的控制造成影响。锅炉汽水分离器出口温度(通常称为中间点温度)能较快地反映出燃烧率和给水流量的比率的变化,常常作为直流锅炉重要的被控参数。

在机组运行各种工况下,直流锅炉控制系统应保证以下参数比率稳定或按照一定的规律变化,以实现高品质的、稳定的和宽范围的控制,这些比率包括:

- 1) 给水流量—蒸汽流量比率。
- 2) 燃烧率—给水流量比率(煤水比)。
- 3) 喷水流量—给水流量比率。
- 4) 再热吸热量—过热吸热量比率。
- 5) 燃料量—空气量比率。

由于超临界直流锅炉是一个复杂、困难的控制对象,为确保在各种运行工况下,控制系统都有良好的控制品质,应更多地采用前馈技术并应连续校正控制系统的增益;还应当在大范围内更多地采用变参数、变定值技术。

(3) 锅炉汽水系统的控制子系统(按四角燃烧煤粉炉、中速磨直吹系统描述)。

1) 给水控制。调节给水泵转速或给水控制阀门开度,以控制汽水分离器出口蒸汽温度。

2) 给水泵再循环控制。调节给水泵再循环阀开度以保证给水泵流量高于给水最小流量。

3) 过热蒸汽温度控制。调节过热器喷水流量,以维持过热器出口温度(即主蒸汽温度)在允许范围之内。

4) 再热蒸汽温度控制。调节燃烧器倾角,以维持再热器出口温度在允许范围之内,喷水作为辅助控制手段。

(4) 锅炉燃烧系统的控制子系统。

(5) 锅炉汽水分离器控制(按内置式汽水分离器描述)。汽水分离器系统是直流锅炉特有的一个系统,在锅炉启动和低负荷运行时发挥作用,故也称为锅炉启动系统。汽水分离器可分为内置式和外置式,内置式也有许多类型。

汽水分离器设置在蒸发段与过热段之间。在锅炉启动和低负荷运行时,锅炉负荷低于最小直流负荷,分离器处于湿态运行,锅炉维持启动给水流量,分离器水位应由疏水阀门进行控制。

在锅炉负荷大于最小直流负荷时,汽水分离器为干态运行,锅炉的控制参数是温度和煤水比。汽水分离器水位控制应转为汽水分离器出口温度控制。在湿态、干态转换中可能会发生蒸汽温度的变化,故必须要保证蒸汽温度的稳定。

#### 7.4.3 循环流化床(CFB)锅炉模拟量控制

(1) 循环流化床锅炉模拟量控制特点。循环流化床是一种新型燃烧技术,固体颗粒(燃料、石灰石等)在炉膛内呈流化运动、传热、燃烧,离开炉膛的颗粒又被分离并送回炉膛循环燃烧。因为在燃烧过程中可有效控制  $\text{SO}_x$  和  $\text{NO}_x$  的排放,是目前大力发展的洁净煤发电技术。我国已引进了 ALSTOM 公司 300MW 等级、亚临界 CFB 锅炉(Lurgi 型)制造技术和电厂设计技术,本节也以 300MW 等级 CFB 锅炉(Lurgi 型)为例进行描述。

亚临界 CFB 锅炉与亚临界、燃煤汽包锅炉主要差别在于燃烧系统。CFB 锅炉燃烧控制系统须增加床温控制、床压控制、 $\text{SO}_2$  控制、流化风控制等子系统。

锅炉汽水系统的控制与亚临界、燃煤汽包锅炉大部分相同。

由于炉膛输入的燃料和石灰石是在流化状态运动、燃烧

和循环燃烧,CFB 锅炉燃烧过程比煤粉锅炉燃烧过程更为复杂,是具有更多的输入、输出变量,大滞后、强耦合的控制对象。例如:床温要受燃料量、石灰石量、一次风量、外置热交换器吸热量的影响;为控制  $\text{SO}_2$  排放而改变石灰石量时,将影响床温、烟气  $\text{O}_2$  量、主蒸汽压力和流量。

(2) 锅炉汽水系统的控制子系统。它包括给水控制、给水泵再循环控制、过热蒸汽温度控制、再热蒸汽温度控制。锅炉设置有两组外置式热交换器(External Heat Exchangers, EHE),旋风分离器捕集到的固态颗粒(热灰)部分直接返回燃烧室,部分先进入外置式热交换器冷却后返回燃烧室。通过调节布置有再热器受热面的 1 组外置式热交换器的热灰流量,可调节外置式热交换器的吸热量,从而控制再热蒸汽温度。锅炉负荷指令应作为再热蒸汽温度控制的前馈信号。喷水作为辅助控制手段。

(3) 锅炉燃烧系统的控制子系统。

1) 燃烧率控制。根据锅炉燃料主控指令控制给煤转速,以改变燃料量,从而适应锅炉负荷变化。

2) 送风控制。包括二次风量和风压控制、床上燃烧器二次风量控制、一次风量和风压控制、流化风量和风压控制。

3) 一次风温度控制。在主燃料进入炉膛之前,一次风温度必须达到主燃料要求水平。一次风由固定在一次风道中的燃油(气)风道燃烧器加热,风道燃烧器出口风温通过调整燃油(气)流量来控制。

4) 炉膛差压(床压)控制。炉膛差压能反映 CFB 锅炉流化床运行情况和床上燃料的存储量。控制从燃烧器和某些外置式热交换器(EHE)下面抽取的灰量,可以控制炉膛差压,从而使燃烧室中固态颗粒维持合适的数量和品质。

5) 引风控制。调节引风机入口挡板或动叶,控制炉膛负压在设定值或维持炉膛尾部烟道压力为设定值。

6) 床温控制。控制通过 1 组外置式热交换器的热灰流量,可调节外置式热交换器的吸热量,从而控制炉膛温度(床温)。炉膛温度应为所有炉膛温度测量值的平均值,炉膛温度控制的设定值应是锅炉负荷指令的函数。

7) 锅炉  $\text{SO}_2$  控制。通过控制进入炉膛的石灰石量来控制烟气  $\text{SO}_2$  含量。通过调节石灰给料机(阀)的转速来控制石灰石量。给煤指令作为前馈信号。

8) 床上燃烧器控制。用于锅炉主燃料(如燃煤)进入炉膛之前,将床料加热,把炉膛温度提高到燃烧主燃料所需要的水平。包括床上燃烧器燃(油)气流量和压力控制。

### 7.5 汽轮机和发电机辅助设备模拟量控制

#### 7.5.1 汽轮机旁路控制

汽轮机旁路系统是大型中间再热单元机组的一个重要辅助系统,一般由高压旁路和低压旁路串联而成。其主要任务是:

(1) 在机组的各种运行工况下,保证再热器有足够的冷却。

(2) 在正常运行期间,负荷变动较大时,起压力调节和超压保护作用。

(3) 启动过程中,协助锅炉控制汽压,使蒸汽参数满足启动要求,加快启动速度,并回收工质和热量。

(4) 在机组甩负荷时,允许锅炉维持最低负荷运行,可实现停机不停炉或带厂用电运行。

为保证上述任务的完成,汽轮机旁路控制系统将包括相应的汽压和汽温控制回路,并具有联锁和保护功能,包括旁

路阀门快速打开或快速关闭。

根据具体工程和业主要求,上述旁路功能可以按需求设置。

### 7.5.2 汽轮机和发电机辅助设备控制子系统

汽轮机和发电机辅助设备控制子系统包括除氧器水位和压力控制、凝汽器热井水位控制、发电机氢温控制、汽轮发电机组润滑油温控制、汽轮机EH液温度控制、发电机密封油温度控制、高低压加热器液位控制和其他控制子系统。

## 8 开关量控制和联锁、保护

开关量控制和联锁、保护功能,均是涉及开关量信号逻辑运算,与火电机组和设备启动、停止控制 and 操作有关的功能,它将实现机组启动、停止、正常运行和事故及异常工况下的各种操作和控制,确保设备和人身安全。

### 8.1 开关量控制和联锁、保护含义

(1) 开关量控制是指火电厂中各辅机(如风机、水泵)的启动和停止控制和阀门、挡板的开启和关闭操作。

联锁是指装置或装置组合中某部分或某机构的动作控制着该装置或装置组合的另一部分或机构的动作。

保护功能是指在各个层面上,检查设备的性能,当设备和系统的某一部分发生异常和事故时,根据故障的性质和程度,按照一定的规律和要求,自动地对个别或一部分设备或一系列设备以至整个机组进行操作,以消除异常和防止事故的发生和扩大,保护相关设备和人身安全。按保护的作用程度,可分为停止机组的保护和辅助设备保护或涉及局部操作的保护。

(2) 在火电厂自动化设计中,通常把停止机组的保护(例如事故停炉、事故停机)称为机组保护,它要求具有最高安全性、可靠性,通常分别采用独立的逻辑装置和单独的DCS控制器实现。

对辅助设备保护或涉及局部操作的保护(例如汽轮机防进水保护、辅机的安全保护跳闸),有时也称为联锁,在DCS应用初期,曾经采用硬接线逻辑装置来实现;如今,已融合到开关量控制逻辑中,由DCS控制器完成,但在具体逻辑设计中保护信号具有更高的“优先级”。

(3) 通常,火电厂中开关量控制的对象(驱动设备如风机、水泵、阀门、挡板等)均是隶属于某个工艺系统的,它们的控制、操作必须遵循与工艺系统相关的特定的规律或顺序,也必须满足设备本身要求的启动许可条件和安全准则,开关量控制系统的设计机理是按照工艺系统和设备特点,把开关量控制的对象划分成若干既相对独立又相互关联的功能组或子(功能)组,实现功能组(或子功能组)的顺序控制及单个驱动设备的控制。因此,开关量控制也称为顺序控制。

### 8.2 顺序控制系统

#### 8.2.1 顺序控制系统功能和构成

开关量控制系统在国内统称顺序控制系统,简称SCS。其控制逻辑按驱动级(设备级)、子(功能)组级、功能组级分层设计,包括为配合实现单元机组自启停而设计的更大范围的顺序控制逻辑。

驱动级控制逻辑中,包含运行人员对设备(泵、风机、阀门)的手动启/停和开/关操作、辅机设备本身的安全跳闸保护等功能。

子组级控制是指对电厂的某个设备组的控制,如一台送

风机及其所有相关的设备(包括风机润滑油泵、挡板等)的顺序启、停控制和联锁。

几个工艺上相关的子组级控制组成一个功能组级控制,例如锅炉烟风系统所有设备的(按时间或条件的)顺序启动、停止或开启、关闭。

#### 8.2.2 顺序控制系统设计准则

(1) 运行人员可在操作员站上操作每一个被控对象。手动操作应满足许可条件,以防运行人员误操作。每一个被控设备的状态、启动许可条件、操作顺序和运行方式,均能在操作员站的屏幕上显示;还应在操作员站上显示操作指导画面。

(2) 运行人员通过手动指令,可对执行的顺序跳步,但这种运行方式必须满足安全要求。

(3) 控制顺序中的每一步,均能通过从设备来的反馈信号得以确认,必须监视每一步预定的执行时间。如果顺序未能在约定的时间内完成,则报警,且禁止顺序继续执行。事故消除后,运行人员再次启动才能可使程序再进行下去。

(4) 在自动顺序控制进行期间,出现任何故障或运行人员中断信号,能使正在进行的程序中断并回到安全状态,故障或运行人员中断指令能在操作员站上显示。当故障排除后,顺序控制在确认无误后再启动。

(5) 各级顺序控制逻辑中应包含启动允许条件、设备的联锁和安全保护功能,并具有高优先级。保护功能应保持始终有效,无法由运行人员人工切除。

(6) 为了便于迅速查找事故发生原因,应提供主要设备跳闸事件的首出原因判断逻辑。

(7) 用于保护的接点,要求分析各种误动或拒动的可能及可能引起的后果,合理使用“动合型”或“动开型”接点,以避免信号电源或回路断电时,发生误动或拒动,使设备和系统向安全方向动作。

#### 8.2.3 锅炉及其辅助设备顺序控制

锅炉及其辅助设备顺序控制功能组包括:

- (1) 锅炉烟风系统功能组。
- (2) 锅炉汽水系统功能组。
  - 1) 锅炉启动系统子组(仅适用于直流锅炉)。
  - 2) 锅炉本体排污、疏水、放气子组。
  - 3) 锅炉炉水循环泵子组(仅适用于强制循环汽包炉)。
- (3) 锅炉燃料系统功能组。

#### 8.2.4 汽轮机、发电机及其辅助设备顺序控制

汽轮机、发电机及其辅助设备顺序控制功能组包括:

- (1) 锅炉给水系统功能组。
- (2) 凝结水、汽轮机抽汽和疏水系统功能组。
- (3) 汽轮机本体辅助系统功能组。
- (4) 发电机—变压器组和厂用电源控制系统。
- (5) 其他如开、闭式冷却水系统,发电机氢油水系统,辅助蒸汽系统等控制功能组或子组。

#### 8.2.5 机组自启停功能简述

机组自启停功能是按照机组的启动和停止规律和步序(一般遵循设备制造厂提供的运行手册或火电厂的运行操作规程)顺序地、自动地启动和停运机组及其辅助设备和系统,实现从锅炉上水(或锅炉点火)、升温、升压、汽轮机冲转带负荷直至机组满负荷运行的全过程自动控制。

在实际工程中,由于被控设备可控性的限制和安全性的需要,自启停控制顺序中可设置若干个断点,当程序执行到预先设置的断点时,由操作人员检查确定被控设备状态,然后使自启停顺序继续运行或终止。



在机组自启停过程中,自启停程序将发出指令至顺序控制系统各功能组、子组和驱动级的设备,并且与机组模拟量控制系统、汽轮机电液调节控制系统、旁路控制系统等相互协调。

随着大型火电机组运行经验的积累,机组运行规律研究的深入,机组可控性的不断提高和控制系统性能的日趋完善,使得实现机组自启停将成为可能。

### 8.3 保护

本节仅涉及锅炉停炉保护和汽轮机停机保护。

#### 8.3.1 保护设计准则

(1) 保护系统的设计应有防止误动和拒动的措施。保护电源中断或恢复不会发出误动作指令。

(2) 保护系统的设计应遵守下列“独立性”原则:

1) 保护系统的逻辑控制器应单独冗余设置。

2) 保护系统应有独立的 I/O 通道,并有隔离措施。冗余的 I/O 信号应通过不同的 I/O 模件引入。

3) 保护系统应有独立的电源。

4) 锅炉保护系统应按单元机组配置。

5) 允许保护系统与其他控制系统通过数据通信总线连接。

6) 机组跳闸命令不应通过通信总线传送,保护信号必须通过硬接线连接。

7) 触发机组跳闸的保护信号的开关量仪表和变送器应单独并应二取一或三取二冗余配置,当确有困难而需与其他系统合用时,其信号应首先进入保护系统。

(3) 能在不解列保护功能和不影响机组正常运行情况下,对机组跳闸保护回路进行动作试验。

(4) 主燃料跳闸、汽轮机和发电机的跳闸按钮,应直接接至停炉、停机的驱动回路。

(5) 保护装置输出指令的接点不应是瞬态的或自动复位型的。

(6) 保护系统输出的操作指令应优先于其他任何指令,即执行“保护优先”的原则。

(7) 保护回路中不应设置运行人员切、投保护的任何操作设备。

(8) 保护逻辑应受到保护,以避免未经授权的修改。

#### 8.3.2 汽轮机跳闸保护

汽轮机停机保护功能由汽轮机紧急跳闸系统实现。长期以来,汽轮机紧急跳闸系统一直采用电磁继电器硬接线逻辑实现。如今,已大量采用计算机软逻辑实现,可供选择的设备有冗余的 PLC、安全型 PLC、专用保护模件,也可用与汽轮机电液控制系统相同的硬件。

#### 8.3.3 锅炉停炉保护

锅炉停炉保护功能是指锅炉炉膛安全监视系统(FSSS)中的炉膛安全保护功能,它通常采用 DCS 的单独控制器、冗余的 PLC 或专用安全型控制器来实现。

炉膛安全保护功能包括炉膛吹扫、炉前油系统泄漏试验和主燃料跳闸等。

保护系统按炉膛吹扫和炉前油系统泄漏试验的逻辑要求,顺序地发出指令到顺序控制系统的烟风系统和燃油系统子组级和驱动级设备,实现炉膛吹扫和炉前油系统泄漏试验的功能。在出现主燃料跳闸条件时,发出主燃料跳闸指令,实现紧急停炉保护。

锅炉主燃料跳闸(Master Fuel Trip, MFT)条件如下:

(1) 手动停炉指令。

(2) 全炉膛火焰丧失。

(3) 炉膛压力过高或过低。

(4) 汽包水位过高或过低(汽包锅炉)。

(5) 全部送风机跳闸。

(6) 全部引风机跳闸。

(7) 煤粉燃烧器投运时,全部一次风机跳闸。

(8) 燃料全部中断。

(9) 总风量过低。

(10) 全部给水泵跳闸(直流锅炉)。

(11) 锅炉省煤器入口给水流量低(直流锅炉)。

(12) 汽水分离器水位高越限(直流锅炉)。

(13) 锅炉炉膛安全监控系统失电。

(14) 锅炉制造厂要求的其他条件(如某些类型锅炉再热器保护失去和强制循环汽包锅炉的全部炉水循环泵跳闸等)。

#### 8.3.4 机组保护

机组保护也称机组大联锁功能,它是在锅炉、汽轮机、发电机中,任一个出现事故跳闸时停止机组运行。通常在发生下列情况之一时,应停止机组运行:

(1) 锅炉事故停炉。

(2) 汽轮机事故停机。

(3) 发电机主保护动作。

(4) 发电机解列(不设快速切负荷)。

有些机组设计有快速切负荷(Fast Cut Back, FCB)功能。它是指在发电机与电网解列时,快速减低机组负荷,并快速打开汽轮机旁路,使机组处于带厂用电运行或停机而锅炉保持最低负荷运行工况,以达到故障恢复后机组快速启动的目的。如 FCB 不成功,仍应立即紧急停炉。

#### 8.3.5 循环流化床(CFB)锅炉及其辅助设备顺序控制和保护的特点

循环流化床锅炉与煤粉锅炉的差异主要在于烟风系统和燃烧系统。循环流化床锅炉根据其燃料颗粒流化后充分燃烧的要求和炉膛内脱硫的目的配置了高压流化风机、碎煤机、石灰石输送风机、石灰石给料机等辅机设备。

因此,循环流化床锅炉烟风系统和燃料系统应相应增加这些设备子组和驱动级的控制。

这里以 300MW 级 Lurgi 型循环流化床锅炉为例,在第 8.3.3 节的基础上补充以下内容:

当以下任一条件出现时,触发主燃料跳闸(MFT)。

1) 锅炉跳闸。

2) 床温低于投煤允许温度且仅煤燃料投入。

3) 床温低于床枪投入允许温度且仅床枪投入。

4) 流化风不满足要求。

5) 烟气含氧量低。

## 9 主要专用仪表控制设备和系统

### 9.1 汽轮机数字电液控制系统(DEH)

#### 9.1.1 系统主要功能

(1) 汽轮机转速和功率控制。根据汽轮机的热力状态、进汽条件和允许的寿命消耗选择最佳升速率,自动实现将汽轮机从盘车转速逐步提升到额定转速的控制。

转速控制精度为:±0.1%额定转速;最大升速率下的超调量小于0.4%额定转速。

在汽轮发电机并入电网后,实现汽轮发电机从带初始负荷直到带额定负荷的控制,并可参与一次调频。稳态负荷控

制精度为0.7%；转速不等率为3%~6%；

当运行工况或蒸汽参数出现异常时，可对机组的功能或所带负荷进行限制，如主蒸汽压力限制、变负荷率限制。

(2) 与其他控制系统的接口。包括与协调控制子系统、汽轮机旁路控制系统的接口，使汽轮机适应机炉协调控制子系统各种运行方式。

(3) 热应力计算和自启动功能。利用汽轮机及其转子的物理和数学模型，计算出转子的实时热应力；根据热应力计算或其他设定参数，自动地变更转速，改变升速率，产生转速保持，改变负荷变化率，产生负荷保持，将汽轮机从盘车转速升到同步转速，并网带到初始负荷，直至带满负荷运行。

(4) 超速控制和超速保护。包括103%超速控制、全甩负荷保护、部分甩负荷保护及超速试验功能。

(5) 阀门试验。对高中压主汽门、高中压调门逐个进行在线试验。

### 9.1.2 系统配置

(1) DEH系统由电子控制装置和液压部套构成。

(2) 电子控制装置包括DEH控制柜、操作员站、工程师站、调试终端等。DEH电子控制装置可以是机组DCS的一个控制子系统（与DCS一体化），也可以采用基于微处理器独立控制装置，但应与机组DCS之间有数据通信接口。

(3) 液压部套包括供电系统、执行机构、危急遮断系统等。

## 9.2 汽轮机紧急跳闸系统（ETS）

### 9.2.1 系统功能

(1) ETS通常是随汽轮发电机组本体一起提供的。

(2) 汽轮机紧急跳闸系统的任务是保证汽轮机安全运行，避免发生重大毁机事故。汽轮机运行时，监视一些重要项目的参数，当这些参数数值超过极限时，系统发出自动停机命令，紧急关闭汽轮机的全部进汽阀，强迫汽轮机停机，保证汽轮机安全。ETS还可进行在线跳闸试验。

### 9.2.2 紧急跳闸项目

- (1) 汽轮机超速。
- (2) 冷凝器真空过低。
- (3) 润滑油压力过低。
- (4) 轴承振动大。
- (5) 轴向位移大。
- (6) 发电机冷却系统故障。
- (7) 手动停机。
- (8) 汽轮机数字电液控制系统失电。
- (9) 汽轮机、发电机等制造厂提供的其他保护项目。

## 9.3 汽轮机本体监测仪表（TSI）

主要监测项目如下：

- (1) 转子轴向位移或推力轴承磨损。
- (2) 转子与汽缸间的相对膨胀（胀差）。
- (3) 汽缸膨胀。
- (4) 轴承振动。
- (5) 转子弯曲（偏心）。
- (6) 汽轮机转速。
- (7) 键相。

## 9.4 锅炉燃烧器火焰检测系统

每台锅炉按油燃烧器和煤燃烧器的数量配置锅炉燃烧器

火焰检测系统。

油燃烧器和煤燃烧器采用“一对一”的火焰检测，以便清晰地分辨出煤和油燃烧的火焰。火焰检测器的安装位置能防止相邻的火焰和对面炉膛反射的干扰。

火焰检测系统应有自检功能，确保不会提供虚假信号。每套系统配有2台100%容量的冷却风机，互为备用。

## 9.5 汽轮发电机组振动监测和故障诊断系统

### 9.5.1 系统功能

(1) 在机组升速、降速、定速、带负荷或正常运行时，连续在线采集数据。

(2) 实时动态显示所监测的数据和状态，主监测画面能够动态仿真机组的实际运行状态。

(3) 故障诊断功能有趋势分析、报警和事故追忆和振动数据分析。

(4) 振动分析方法有时域分析、频域分析和图谱分析。

(5) 故障诊断的结果有不平衡、初始弯曲、热弯曲、对中度不好、轴瓦不稳定、油膜振荡、汽流激振、电磁激振、参数激振、摩擦、转子裂纹、轴承或支座松动等。

(6) 可用多种方法进行转子的轴振动和轴承座振动的同相和反相分量谱分量分析。

(7) 在数据库中，自动存储有关的历史数据。

(8) 打印运行报表、操作记录、屏幕拷贝、各种分析图形、图谱等。

### 9.5.2 系统配置

(1) 通常两台机组配置一套完整的诊断系统，包括计算机、打印机、数据采集器等。

(2) 监测信息来自汽轮机本体监测仪表（TSI）。

## 9.6 给水泵汽轮机数字电液控制系统和紧急跳闸系统

### 9.6.1 给水泵汽轮机数字电液控制系统

通常，这套系统是随给水泵汽轮机配套提供的，它可以是基于微处理器的独立控制系统，也可以是DCS的一部分。控制系统的功能是：

(1) 按设定的升速率自动地将汽轮机转速自最低转速一直提升到目标转速。

(2) 接受来自DCS的给水流量需求信号，实现给水泵汽轮机转速的自动控制。

(3) 随着主汽轮机负荷的升高和降低，自动地实现给水泵汽轮机汽源的切换（从主汽切换至抽汽，或从抽汽切换至主汽）。

(4) 具有油压低连锁、给水泵汽轮机的超速保护等功能。

(5) 可对高、低压进汽门进行逐个在线试验。

(6) 可进行电超速跳闸试验和机械超速跳闸试验。

### 9.6.2 给水泵汽轮机紧急跳闸系统

通常，系统是随给水泵汽轮机本体提供的。每台给水泵汽轮机紧急跳闸项目有：

- (1) 排汽压力过高（即真空过低）。
- (2) 润滑油压力过低。
- (3) 轴承振动过高。
- (4) 轴向位移过高。
- (5) 数字电液控制系统要来停机。
- (6) 手动停机。
- (7) 给水泵本体保护动作等。

给水泵汽轮机紧急跳闸系统是机组安全密切相关的，



以前主要采用电磁继电器硬接线逻辑实现。如今已大量采用计算机软逻辑实现,可供选择的设备有冗余的 PLC、安全型 PLC、专用保护模块,以及与 DCS 相同的硬件。

## 9.7 锅炉吹灰器控制系统

### 9.7.1 系统功能

(1) 锅炉燃烧过程中产生的飞灰会污染锅炉的受热面,必须对锅炉受热面进行吹灰清扫。

(2) 吹灰控制程序中设有跳步功能,以便某台吹灰器故障时,不至于影响整套吹灰程序的正常运行。

(3) 除了程序吹灰控制外,还可以进行单台吹灰器的远方手操。

### 9.7.2 系统配置

吹灰器控制系统由可编程控制器构成(应考虑能与 DCS 通信),也可由机组 DCS 完成。

## 9.8 锅炉炉管泄漏监测系统

### 9.8.1 系统功能

(1) 实现锅炉炉管泄漏信息的集中监视,用于实时监测水冷壁、过热器、再热器、省煤器等锅炉承压受热面管道的早期水、汽泄漏。

(2) 能在显示器上以模拟图、棒状图、频谱图等形式,显示锅炉本体上各点传感器的信号,并以不同的颜色实时显示各点的正常运行、报警、故障的状态。经过分析和判断,确定和显示炉管的泄漏点。

(3) 能对泄漏点进行至少 90 天的发展趋势记录,采样周期不大于 1min。为运行人员提供炉管泄漏早期报警并判定泄漏区域位置。

### 9.8.2 系统配置

就地设备包括波导管、传感器和前置放大器等。电子装置包括机柜、人机接口等。

## 9.9 火灾检测报警系统

### 9.9.1 系统功能

(1) 按照相关的标准,设置完整的火灾检测报警和消防控制系统。集中控制室为全厂火灾检测报警及消防控制的监视控制中心。

(2) 原则上在集中控制室设集中火灾报警控制盘(器),全厂任何一点出现火灾报警,能立即发出声光报警信号。

(3) 锅炉房、汽机房、室外变压器、集中控制室、电子设备室、配电间、输煤系统及油库区等重要部位的火灾报警可考虑与消防系统联动。

(4) 火灾报警后,应自动启动有关部位的防烟、排烟风机和排烟阀;通风空调系统自动停运有关部位的风机,关闭防火阀;投入火灾应急广播系统。

(5) 火灾确认后,应自动关闭有关部位的防火门、防火隔栅,并发出控制信号,强制电梯停于底层。在集中火灾报警控制盘(器)上能自动、直接手动启动消防水泵。

### 9.9.2 系统配置

(1) 集中火灾报警控制盘(器),它可布置在集中控制室或消防值班;另外,可根据工程情况设置区域火灾报警控制盘(器)。

(2) 报警系统的设备还包括气体灭火系统控制盘、各种火灾探测器等。

(3) 全厂设置消防通信电话主机,手动报警处设置对讲电话插孔,每个区域报警盘与其他重要部位设置固定对讲电

话。

## 9.10 其他专用仪表控制设备和系统

### 9.10.1 烟气排放连续监测系统

烟气排放连续监测系统的监测项目有  $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$ 、烟尘、 $\text{O}_2$  含量、CO 等,附带测量的参数有烟气温度、流速、湿度、压力等。

### 9.10.2 锅炉飞灰含碳量检测装置

该检测装置的功能是实时检测锅炉飞灰含碳量,以便及时调整风煤比,提高锅炉燃烧控制水平。

该检测装置有烟道抽取式和直接烟道式两种形式。检测装置由取样器、测试单元、信号处理单元及计算机分析显示部分组成。

### 9.10.3 凝汽器胶球清洗装置

凝汽器胶球清洗装置的功能是对凝汽器管子内壁进行有效的清洗,保证凝汽器换热效率,维持凝汽器的端差和汽轮机背压。

一般采用可编程序控制器进行控制。

### 9.10.4 闭路电视监视系统

闭路电视监视系统分为机组闭路电视监视系统和厂区闭路电视监视系统两部分。监视的目的是机组安全运行和厂区安全保卫。

## 10 辅助车间控制

### 10.1 辅助车间范围和特点

#### 10.1.1 辅助车间范围

本节所涉及的辅助车间或辅助系统是指除汽轮机、锅炉、发电机及其附属设备,以及电气系统以外的,电厂生产相关的支持和辅助系统。它主要包括原水预处理、锅炉补给水处理、废水和污水处理、凝结水精处理、汽水取样和加药、输煤系统、除灰渣系统、燃油泵房、循环水泵房、空气压缩机站及脱硫系统等,但不包括各种试验室、中心修配厂等附属设施。

#### 10.1.2 辅助车间或系统特点

(1) 各辅助车间或系统的工作过程是多种多样的,有物料(煤、灰、水等)的物理加工输送过程,也有化学处理过程;有的是连续运行,有的是间歇运行。

(2) 从控制角度分析,各辅助车间或系统的控制系统是多种多样的,但通常包括少量过程变量的模拟控制和大量的开关量控制。

(3) 各辅助车间分散布置于整个厂区,有的也可能远离厂区。

### 10.2 辅助车间控制原则和控制系统

#### 10.2.1 辅助车间控制原则和自动化水平

根据火电厂各辅助车间、系统的不同特点和各电厂不同的管理模式,各辅助车间可能有不同的控制方式。

(1) 机组生产工艺流程密切相关的辅助车间,如循环水泵房、燃油泵房、空气压缩机系统等,通常由机组 DCS 控制,在集中控制室监视和控制。

(2) 有些辅助车间远离厂区,且监视控制工作简单(例如补水泵房)或辅助系统本身配套有控制装置,本身不需要维护(例如制氢站、循环水加药系统等),一般考虑无人值班,定期巡回检查。

(3) 对工艺性质相近的或对地理位置相近的辅助车间,

可考虑在某一合适地点进行就地控制。例如凝结水精处理系统和汽水取样系统、化学加药系统。

(4) 火电厂的主要辅助车间,例如输煤系统、除灰除渣系统、补给水和废水处理系统等,20世纪80年代中期开始,均采用可编程序控制系统,实现车间或就地集中控制。

(5) 随着控制设备可靠性的提高和通信网络技术的发展,近期投运和设计的火电厂已实现将除DCS控制外的其他所有辅助车间按工艺性质(水、煤、灰)相近原则联网,集中在三个就地控制点集中控制或整个连接成一个“辅控网”集中控制,各车间就地仅留有调试和巡检的设备。

### 10.2.2 辅助车间控制系统选择

(1) 可编程序控制器。PLC自问世以来在工业自动化领域已独领风骚20多年,它可靠性高,环境适应性强,程序编制方便,特别适应于以开关量控制为主的系统,可根据工艺系统设备布置,设置数个远程I/O站,实现地理分散。PLC目前在火电厂辅助车间控制系统中占很大的比例。

(2) 分散控制系统。DCS在火电厂中已经有丰富的应用经验,主要用于发电机组的控制和监视。用于火电厂的各辅助车间或辅助系统,在技术上是毫无问题的。国内外均已成功的业绩。

各辅助车间或辅助系统控制与机组控制采用同一种DCS,实现全厂DCS一体化,有许多优点,是理想的选择。但目前,国内火电厂机组控制所采用的均为国际知名品牌的DCS,一般价格偏高。可选择国产DCS或其非主流的DCS产品并作技术经济比较。

(3) 现场总线技术。国内火电厂现场总线技术应用刚刚起步,已有用于辅助系统控制的工程实例,如华能玉环电厂化学补给水控制系统采用西门子公司PLC系统和Profibus现场总线设备,现已投入使用。现场总线技术正逐步融入传统DCS和PLC中,在火电厂各辅助车间或辅助系统中推广应用现场总线技术是完全可能的。

## 10.3 辅助车间控制系统联网

### 10.3.1 控制点设置

为减少运行操作人员,对工艺性质相近或地理位置相近的辅助车间系统可将控制系统互连,并集中在某一合适地点进行监视和控制。

目前新建设的电厂一般在(水、煤、灰)三个控制室(点)的基础上再建辅控网,即将所有辅助车间的控制系统联网并在集中控制室,实现全厂辅助车间的监视和控制,原就地控制点作为巡检调试使用。

### 10.3.2 控制系统联网

为实现辅助车间控制系统联网需考虑:

(1) 各辅助车间控制系统应在优化选型的基础上全厂统一。

(2) 各辅助车间控制系统应采用相同的操作系统和软件类型,制定标准上网协议和规约。

## 11 厂级自动化系统

### 11.1 厂级自动化概念

长期以来火电厂的仪表和控制主要关注的是火电厂生产过程的基础自动化,为火电厂装备先进的检测仪表、执行机构和高性能的控制系統,从而保证火电厂安全可靠地运行。

20世纪末,在国外电厂开始着手推进电厂信息化和综合自动化。有些电厂在原有机组DCS基础上,增设了全厂

实时/历史数据库,并应用某些优化软件;各DCS供应商也纷纷推出了工厂生产管理系统(Plant Information Management System, PIMS或plant management system)及企业信息管理系统(business information system),并相应开发了数据库、运行优化和管理软件。目前,通常把流程工业综合自动化的总体结构分为3个层次,即由检测仪表、执行机构和过程控制系统(Process Control System, PCS)组成的基础自动化层、由实时/历史数据库和各种优化应用软件组成的生产过程制造执行系统(Manufacture Execution System, MES)生产过程管理优化层,以及由企业资源管理(Enterprise Resource Planning, ERP)等综合集成软件组成的生产经营管理层。

进入21世纪以来,我国提出了建立“厂级监控和管理信息系统”的要求,并写入DL5000—2000。电厂信息化和综合自动化,从个别电厂的生产技术改进项目,发展到融入新建电厂的规划、设计和建设的过程中。厂级监控和管理信息系统(通称厂级自动化系统)的概念与上述流程工业综合自动化的总体结构是相吻合的。

### 11.2 厂级自动化系统功能

厂级自动化系统基本包括了上述MES和ERP的主要功能。但是,由于电厂生产过程和管理模式的特殊性,在厂级自动化系统建设中,关于如何界定厂级实时监控系统及厂级管理信息系统的功能,厂级实时监控系统及厂级管理信息系统的通信网络应当有怎样的结构等问题,有许多不同的方案或意见,以下就火电厂厂级实时监控系统及火电厂管理信息系统能完成的功能作简要描述。

#### 11.2.1 厂级实时监控系统功能

厂级实时监控系统的设置应当根据火电厂的实际需求和优化应用软件的成熟程度来确定。以下是厂级实时监控系统可能完成的功能。

(1) 采集全厂生产过程的信息和数据,并进行处理,实现对全厂生产过程实时监视。

(2) 对火电厂生产过程进行实时优化,包括:

1) 经济性能计算、分析和操作指导。

2) 全厂负荷优化分配和调度。

3) 对全厂设备的状态进行监测和故障诊断,对重要设备的寿命进行管理。

(3) 控制系统优化和故障诊断。

(4) 机组在线试验。

(5) 向火电厂管理信息系统提供全厂生产过程的实时信息和历史数据。

(6) 为机组仿真培训系统提供数据支持。

#### 11.2.2 厂级管理信息系统功能

通常分为建设期管理信息系统和生产期管理信息系统。建设期MIS应当充分考虑生产期MIS的需要,预留修改或扩充的余地,避免重复投资。两者可共用的功能模块和建设期的相关数据,应可平滑地过渡到生产期管理信息使用。

厂级管理信息系统的配置应根据实际需要及技术发展的可行性总体规划后分步实施,以下给出厂级管理信息系统可能具有的功能。

(1) 建设期管理信息系统功能。

1) 与工程项目管理有关的功能,包括计划管理、费用管理、材料管理、设备管理、质量管理、安全管理、生产准备管理、财务管理、档案管理。

2) 涉及企业日常办公事务的功能,例如办公室自动化



((OA)、人力资源、综合查询及决策支持等。

3) 与上级公司工程建设管理信息系统接口。

(2) 生产期管理信息系统功能。

1) 涉及火电厂日常生产管理的功能,如设备及检修管理、运行管理、生产实时系统、燃料管理、物资管理、安全与环保管理、生产技术管理、计划统计等。

2) 为火电厂生产经营服务的功能,如成本分析财务管理、采购管理、经营计划、上网电价、合同管理、电子商务等。

3) 涉及火电厂日常办公事务的功能,例如办公室自动化(OA)、档案资料、人力资源、综合查询、视频会议等。

4) 竞价上网辅助决策功能。

### 11.3 厂级自动化系统结构

#### 11.3.1 厂级自动化系统数据平台

完成厂级自动化系统的各项功能,必须提供可靠的实时/历史数据,因此,构建一个以实时/历史数据库为核心的数据平台是必要的。该平台包括数据库系统(数据库服务器和数据库管理软件)、与机组控制系统(DCS)的通信接口、与各辅助控制系统或辅助控制网络的通信接口、与全厂视频系统的通信接口、与其他系统的接口。国内外知名的DCS厂商和软件应用商均可提供商品化的实时数据库软件。

#### 11.3.2 厂级自动化系统网络结构

厂级自动化系统的网络结构取决于厂级自动化系统的功能设置和发电企业对网络性能的要求,目前可有以下可能的方案。

(1) 建立全厂统一的计算机网络平台,厂级实时监控系统及厂级管理信息系统共享一个平台资源。其特点是:

1) 简化厂级自动化系统的网络结构,网络设备和网络通信软件减少,且统一配置,降低投资。

2) 便于全厂统一的综合布线设计和施工。

3) 统一的应用软件体系结构,提高整个应用软件系统的灵活性,减少应用软件在客户端的安装开销。

4) 应妥善解决网络通信的安全问题。

(2) 厂级实时监控系统及厂级管理信息系统分别配置计算机网络。厂级实时监控系统设置全厂实时/历史数据库,及与机组控制系统和各辅助控制系统或辅助控制网络的通信接口;由厂级实时监控系统向厂级管理信息系统提供所需要的全厂生产过程信息和数据。其特点是:

1) 厂级自动化系统的网络结构较复杂,需配置较多的网络设备和网络通信软件,增加投资。

2) 厂级实时监控系统及厂级管理信息系统通信网络分开,减少了两者的相互干扰,有利于保证网络通信的安全,而且增加了设计、采购、安装调试的灵活性。

3) 应避免应用软件功能重复配置,造成用户增加投资反而降低效率。

## 12 仪表和自动设备安装

### 12.1 电缆和接线

#### 12.1.1 电缆选择原则

(1) 应当根据使用环境和自动化设备的要求,选择电缆和导线。

(2) 使用环境有较强的电场、磁场干扰时,宜选用屏蔽绞合电缆。

(3) 测量、控制、动力回路的电缆应采用铜芯材质。

(4) 补偿电缆(或补偿导线)的线芯材质应采用与热电偶丝相同或与热电偶丝的热电特性相匹配的材质。

(5) 电缆或补偿导线的绝缘层和护套层的材质应根据其敷设路径的环境进行选择。

(6) 电缆直埋地下或敷设在易受损伤的场所时,应有内钢带铠装层。

#### 12.1.2 电缆截面选择

(1) 一般测量和控制回路用的铜芯电缆宜采用 $1\text{mm}^2$ 的线芯截面,接至插件的线芯截面宜采用不小于 $0.5\text{mm}^2$ 的多股铜芯软线。

(2) 仪表盘(箱、柜)内的配线宜采用线芯截面 $0.75\text{mm}^2$ 或 $1\text{mm}^2$ 的单芯单股铜芯绝缘电线。

(3) 动力回路用电缆的线芯截面应按额定电流及机械强度选择,必要时应根据电缆的允许载流量选择。

(4) 补偿导线的线芯截面一般为 $1.5\sim 2.5\text{mm}^2$ ;若采用多芯补偿电缆,线路电阻能够满足测量的要求时,其线芯截面可为 $1\text{mm}^2$ 。

#### 12.1.3 电缆合并原则

(1) 起止点相近的同类信号电缆应尽量合并,选用多芯电缆。

(2) 要求抗干扰的微弱信号及低电平信号,一般不应与强电回路合用一根电缆或敷设在同一根电缆保护管内。

(3)  $380\text{V}$ 交流电源回路不得与I/O信号合用一根电缆。

(4) 单根电缆实际使用的芯数超过6芯时,视芯数的多少,可预留 $1\sim 2$ 芯备用。当两根及以上电缆起、终点相同时,可不必每根留备用芯。

#### 12.1.4 电缆敷设

(1) 电缆敷设应遵循DL/T 5182—2004《火力发电厂热工自动化就地设备安装、管路、电缆设计技术规定》中相关条款的规定。

(2) 在易燃、易爆和火灾的危险环境中敷设电线和电缆时,应符合GB 50257—1996《电气装置安装工程爆炸和火灾危险环境电气装置施工及验收规范》的规定。

### 12.2 仪表管路安装

#### 12.2.1 仪表管路分类

仪表管路(包括导管和管件)按其作用可分为测量管路、取样管路、信号管路、动力管路、吹扫管路、放空排污管路、伴热管路。

#### 12.2.2 管路敷设

管路敷设应遵循DL/T 5182—2004中相关条款的规定。

#### 12.2.3 管路选择

(1) 管路的選擇应根据被测介质的类别、参数和管路所处的环境特性等因素综合考虑,并应符合现行国家和行业标准的有关规定。

(2) 非腐蚀性介质的测量管路,其材质通常宜选用碳钢或不锈钢;腐蚀性介质的测量管路,其材质应根据介质类别选用与工艺管路或设备相同或高于其防腐等级的材质。

(3) 仅用压缩空气母管及支管应采用不锈钢管,至仪表或控制设备的分支管宜采用不锈钢管或紫铜管。

(4) 吹扫管路和放空排污管路的材质和规格,宜与测量管路材质和规格选择一致,排污总管可采用水煤气管。

### 12.3 就地仪表安装和布置

#### 12.3.1 取源部件

(1) 取源部件是直接和设备或管道相连(不包括检测元

件)的一个部件。例如,安装测温元件用的插座或法兰、取压短管及取源阀门等。

(2) 取源部件应设置在能真实反映被测介质参数,便于维护检修且不易受机械损伤的工艺设备或工艺管道上。

(3) 工艺设备或工艺管道需进行防腐、衬胶处理时,取源部件应预留好,以避免现场施工时损坏防腐层或衬胶层。

(4) 压力取源部件应设置在介质流速稳定,且无涡流的管段,当与测温元件在同一管段上时,压力取源部件应装在上游。

(5) 测量带有粉尘的介质时,应设置具有防堵或吹扫结构的取源部件。

(6) 测温元件插座的高度应根据测温元件的插入深度和管道的外径确定,插座的材质应根据被测介质参数而定。

(7) 分析仪表的取源部件应装设在分析样品有代表性并能反映实际成分的位置。

### 12.3.2 检出元件

(1) 检出元件即敏感元件,是指安装在设备或管道上的测温元件、节流装置、分析取样装置等。

(2) 测量金属温度的表面热电偶,其测量端应紧贴被测表面,并随工艺设备一起保温。

(3) 水平安装的测温元件插入深度大于1m时,应有防止保护管弯曲的支撑措施。

(4) 气粉管道上装设的测温元件应有耐磨的保护管。

(5) 流量测量的节流件应装在直管道上,上、下游最短直管段长度应符合安装使用说明书的要求及GB/T 2624—2006用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量或DL/T 5182—2004的规定选择。

### 12.3.3 就地设备

(1) 就地仪表和执行机构安装在操作维护方便,且尽量避开热源、震动源、电磁干扰源及腐蚀性场所。

(2) 变送器或开关量仪表宜装设在靠近取源部件且便于维护调校的位置,可相对集中地布置在支架上、保护箱或保温箱内。

(3) 非接触式料位仪(如超声波、雷达料位仪等)安装时应注意波束的探测半径,以防波束受干扰影响测量精度。

## 12.4 防护措施

### 12.4.1 防爆和防火措施

防爆措施主要包括两个方面:

(1) 根据设备所在爆炸危险场所的区域等级和场所内爆炸性混合物的爆炸性能,选择相应类型的防爆仪表和电器。

(2) 仪表和电气设备的安装布置应符合防爆的要求,例如:

1) 爆炸危险场所内的电气设备和线路,在布置时应使其免受机械损伤,并应可靠接地。

2) 电缆的敷设应尽可能避开爆炸及火灾危险区域。

3) 当电缆保护管或电缆桥架穿过不同等级的爆炸和火灾危险区域时,分界处必须用防爆阻火器、阻燃材料严密封堵。

4) 电缆敷设在油箱及其他电缆火灾的场所,应采用阻燃或耐火性电缆。

5) 根据电缆的数量及敷设方式,可采用防火涂料、穿耐火保护管、耐火槽盒、封闭式耐火桥架等。

### 12.4.2 防雨和防冻措施

当仪表和控制设备,包括变送器、就地仪表、执行机构及仪表管路等,布置在户外时,应有必要的防雨措施;对冬

天有冰冻的地区,必须采取相应的防冻保温措施。

(1) 防雨措施。

1) 户外的变送器、压力表、差压计等就地仪表,宜安装在保护箱内。

2) 户外安装的电动门及执行机构应装在高出地面的基础上,以防地面积水时被水浸泡。

3) 户外安装的接线盒应布置在防雨淋的场所。

(2) 防冻措施。

1) 可能冰冻的场所装设变送器、就地仪表时,应安装在保温箱内。

2) 仪表管路的防冻措施除保温外,主要采取蒸汽伴热或电伴热。蒸汽伴热属于不调节伴热方式;电伴热以电热元件作为热源,伴热温度可通过温度开关精确控制,整个管路加热均匀,而且施工、维护方便,已得到广泛应用。

蒸汽伴热管路系统采用单回路供汽和回水,不应串联。在蒸汽支管和伴热管的根部应安装截止阀,伴热管的集液处应加装排液装置。

电伴热采用电热带,露天安装的仪表保温箱内的电伴热采用电热管。电伴热系统通常由配电箱、控制电缆、电热带及接线盒、温控器等附件组成。

### 12.4.3 防腐措施

为了防止生产环境中的酸雾、盐雾及其他腐蚀性气体或液体对仪表设备的侵蚀,需根据不同种类的腐蚀性介质来选用相应的耐腐蚀仪表设备及相关的部件。

电缆桥架可根据需要选用玻璃钢桥架、合金塑料桥架及热浸镀锌层桥架;对于碳钢管道、设备底座等,以及需要防腐的结构,均应涂防锈漆(或防腐漆)和面漆。

测量管路冲管时导致高温的管路应涂刷高温漆。水处理车间的仪表管和电缆不得敷设在地沟内,以免腐蚀。酸、碱室内不宜安装除敏感元件外的仪表和控制设备。

## 13 电源和气源

### 13.1 电源类别及用途

#### 13.1.1 不停电电源(UPS)

UPS的电源电压一般是220V AC。根据工程的具体情况也可采用其他电压等级,例如380V AC。UPS的主要用电负荷是:

(1) 重要的控制系统和装置,如DCS、DEH、ETS等。

(2) 现场仪表。

(3) 控制电磁阀(包括气动控制阀门中的电磁阀)。

#### 13.1.2 保安电源

保安电源来自厂用电源的保安段。其电压一般分为三相380V AC和单相220V AC两种。

保安电源的主要用电负荷是:

(1) 电动阀门、电动执行机构等设备的动力电源。

(2) UPS故障时对DCS、DEH等重要控制系统供电的后备电源(单元机组仅1套UPS时)。

(3) 现场仪表的后备电源。

(4) 控制电磁阀等重要设备供电的后备电源。

#### 13.1.3 低压厂用电电源

仪表和控制用低压厂用电按用途分为三相380V AC和单相220V AC两种。

低压厂用电电源的主要用电负荷是:

(1) 电动阀门、电动执行机构等设备的动力电源的备用电源。



(2) 次要的控制系统、装置的供电,如汽轮机及辅机的振动分析系统、空气预热器漏风间隙控制系统、锅炉炉管泄漏检测装置、全厂闭路电视监视系统等。

#### 13.1.4 检修电源

检修电源为 220V AC 电源。

主要用电负荷是控制盘内照明和检修插座电源,变送器保温箱加热器电源,取样、管伴热电缆电源等。

#### 13.1.5 直流控制电源

直流控制电源电压为 110V DC 或 220V DC。

直流控制电源主要用电负荷是锅炉燃油关断阀和其他直流设备,例如:发电机氢油水保护、汽轮机超速保护、热控继电器保护系统、PCV 阀等。

### 13.2 电源系统设计

#### 13.2.1 供电原则

仪表和控制的供电有两种方式:

(1) 两路总电源供电。一路工作,一路备用,并具有自动切换的功能。用于当供电电源故障将造成仪表和控制设备失灵,而直接影响机组安全运行的负荷,如各控制系统、监测仪表、电动阀门和气动阀门(电磁阀)等。

(2) 单供电电源供电。用于当供电电源故障时不会影响机组安全运行的用电负荷,如照明和检修插座电源、变送器保温箱加热器电源、仪表取样管伴热电缆电源等。热电源系统如图 2.6-5 所示。

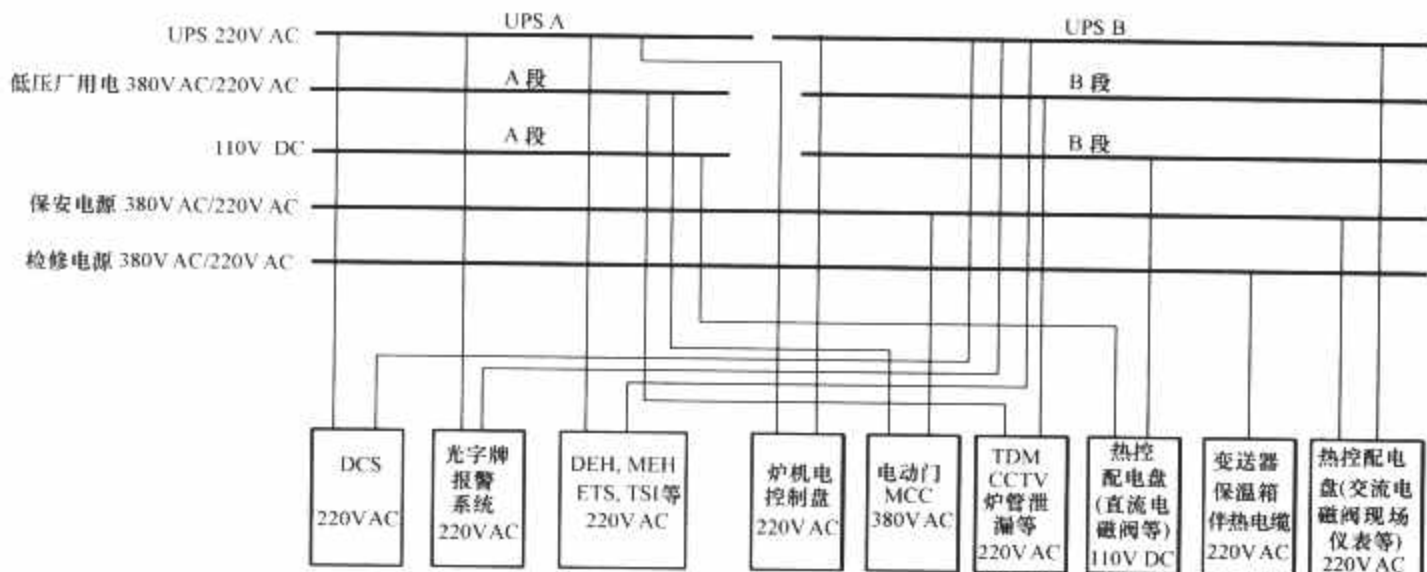


图 2.6-5 热电源系统（单台机组二套 UPS）

#### 13.2.2 配电柜设计要点

(1) 一组配电柜中设置进线总电源开关,其额定电流满足本组配电柜所需总电源容量的要求,各配电柜采用电源母排联成一体。

(2) 二路电源进线的配电柜中,设计二路电源切换设备。

(3) 对每一个用电负荷,从配电柜中电源母排单独供电,并设计有供电断路器,断路器的额定电流满足本用电负荷的要求,其分断能力满足本供电回路最大短路电流的要求。

(4) 在配电回路中,电源的接地保护线(PE 线)不得设置任何开关或断路器和熔断器。

(5) 配电配盘面设置电压表和电源投入、切除指示灯。

### 13.3 气源系统

仪表和控制用压缩空气来自仪用空气压缩机,压缩空气的压力和品质需满足要求。

仪用空气压缩机出口压力一般大于 0.8MPa,送至各用气点的压力一般不应低于 0.4MPa。

仪用空气压缩空气源品质如下:

(1) 湿度必须严格控制,其露点应低于最低环境温度 5~10℃。

(2) 必须无油,固体杂质颗粒直径应小于 5μm。

(3) 不含腐蚀性气体。

仪用压缩空气流量根据总耗气量计算,并考虑备用。

供气系统的管道、阀门均采用不锈钢。供气母管应是环状网络系统。所有的用气设备前应设置过滤器和阀门。

## 14 联合循环发电厂仪表和控制

燃气—蒸汽联合循环发电厂简称联合循环电厂,按照燃气轮机和余热锅炉类型的不同,联合循环电厂可能有不同的设备配置和布置方案,本节以目前国内普遍采用的 F 级单轴燃气轮机、无补燃余热锅炉的联合循环电厂作为描述对象。

### 14.1 控制原则及控制系统总体方案

#### 14.1.1 燃气轮机、余热锅炉、汽轮机和发电机集中控制

(1) 在少量就地操作和巡回检查人员配合下,在集中控制室内实现机组启动和停止、运行工况的监视和调整,以及事故处理操作。

(2) 机组控制系统由 DCS 和与燃气轮机—汽轮机配套的控制组合而成,DCS 操作员站作为主要监视和操作手段,配备少量紧急操作开关和按钮。

(3) 多台联合循环机组可采用 1 套 DCS,也可以每台联合循环机组采用 1 套 DCS。机组 DCS 用于完成对余热锅炉及其辅助系统、汽轮机的热力循环系统、汽轮机高、中压旁路系统、发电机—变压器组及厂用电源系统等的监视、控制、联锁和保护功能。

机组 DCS 与燃气轮机—汽轮机控制系统之间通过双冗余的以太网通信接口进行链接,实施双向通信。重要的联锁保护信号采用硬接线连接。

(4) 由于联合循环机组需要经常快速启停,且每天在很宽的负荷范围运行,设置带有在线优化软件的状态监视系统,实现预测性维修,对降低联合循环机组运行和检修费

用、整个寿命周期的费用是非常重要的,也是目前技术发展的趋势。

#### 14.1.2 全厂辅助系统控制

联合循环发电厂的辅助车间较常规火电厂简单,主要包括化学水处理车间、循环水泵房、油泵房、天然气调压站等,可考虑与常规火电厂相似的控制原则和控制水平。

#### 14.1.3 控制室和电子设备室

(1) 集中控制室设置及布置位置,应根据规划容量、分期建设规划、机组的类型和电厂的运行管理模式来确定。

(2) 集中控制室可布置在单独的控制楼或生产综合楼,标高与机组运转层一致;控制楼可以布置在多台机组的中间位置,或靠近汽机房的固定端。

(3) 当多台机组合用一个DCS实现集中控制时,则集中控制室中间位置布置DCS操作员站、辅助车间操作员站,两边分别布置各台燃气轮机—汽轮机控制系统操作员站。

(4) 各台联合循环机组分别设置DCS时,则在集中控制室中按顺序布置各机组DCS操作员站。

(5) 燃气轮机就地控制室一般布置在燃气轮机附近。

(6) 机组DCS的电子设备室可按下列区域和系统进行分散布置:余热锅炉、厂用电源系统、蒸汽轮机。

### 14.2 燃气轮机—汽轮机控制系统

#### 14.2.1 燃气轮机—汽轮机控制系统功能

(1) 燃气轮机控制系统功能。

1) 模拟量控制包括速度和负荷控制、温度控制、进口导叶控制、燃料冲程控制。

2) 顺序控制包括启动装置通电、点火、启动装置脱离和断电、加速到同步转速、调整转速进行同期、自动和人工同步、升负荷、降负荷、停机、减速/自动盘车、吹扫。

3) 保护功能包括超速、排气温度高、排气压力过高、振动过大、润滑油温高、润滑油压低、密封油差压低、遮断控制油压过低、燃烧室熄火、燃气轮机区域着火、手动停机、燃气轮机其他保护项目等。

(2) 汽轮机控制系统功能。

1) 模拟量控制包括蒸汽流量控制和排汽温度控制。

2) 顺序控制包括启动、盘车、同步、运行和停机。

3) 保护功能包括超速、凝汽器真空低、振动大、推力轴承磨损大、润滑油压低等。

#### 14.2.2 燃气轮机—汽轮机控制系统特点

目前,燃气轮机—汽轮机控制系统是由燃气轮机—汽轮机制造厂配套提供的专用系统,其性能和技术规范与燃煤电厂的汽轮机控制系统和汽轮机紧急跳闸系统基本相同或要求

更高,例如采用故障安全型控制系统。

### 14.3 联合循环机组分散控制系统

联合循环机组分散控制系统的功能如下:

(1) 数据采集功能。

1) 显示包括操作显示、成组显示、棒状图显示、报警显示等。

2) 制表记录、打印包括定期记录、事故追忆记录、事故顺序记录、跳闸一览记录及打印等。

3) 历史数据存储和检索。

4) 性能计算。

(2) 闭环控制。

1) 机组负荷控制,高、中和低压旁路控制,凝汽器水位控制等。

2) 余热锅炉控制包括过热蒸汽温度控制、再热蒸汽温度控制、汽包水位控制等。

(3) 顺序控制。顺序控制包括以下控制子系统:

1) 余热锅炉排污、疏水、放气,电动给水泵。

2) 凝结水泵、凝汽器真空泵、疏水、闭式循环水。

3) 发电机变压器组和厂用电源系统。

(4) 余热锅炉保护。当发生下列情况之一,余热锅炉应停止运行:

1) 汽包水位过低或过高。

2) 除氧器水位过低。

3) 主蒸汽温度、压力异常。

4) 烟风系统出口压力异常。

5) 炉水循环泵流量低。

(5) 机组保护。机组保护应包括以下各项:

1) 余热锅炉停运,燃气轮机和汽轮机将自动停运。

2) 燃气轮机跳闸,余热锅炉和汽轮机将自动停运。

3) 发电机跳闸,汽轮机、燃气轮机和余热锅炉将自动停运。

(6) 机组自启停。机组自启停程序协调联合循环机组各控制系统的工作,向各控制系统发出指令,自动地完成从抽真空至满负荷运行的启动过程,或从满负荷至机组停运的停止过程。

机组的整个启动、停止程序可被分成若干个断点。启动过程的主要断点为抽真空、余热锅炉启动、汽轮机启动、同步及升负荷;停机过程的主要断点设置为汽轮机停止、余热锅炉停止、抽真空破坏。

操作人员可以通过操作员站监视整个自启停过程,或者手动干预机组的启停过程。



## 第7章 主厂房布置

### 1 总则

主厂房布置设计是火力发电厂(以下简称发电厂)设计中的一项目键性工作,是发电厂热电转换系统的核心所在,它不仅和火力发电的工艺系统、电气系统、仪表控制系统、其他辅助系统密切相关,还和厂房结构、建筑设计有着密切的关联。在发电厂的主厂房布置设计中涉及众多专业技术,诸如热能动力、热力机械、电气工程、仪表控制、建筑结构、采暖通风与空调、消防、环境保护、劳动安全和工业卫生等。要全面地、周密地处理好各相关专业的要求和提出的问题,还要为发电厂后续的施工、安装、调试、运行和检修创造良好的条件和环境。

燃煤火力发电厂的主厂房通常由以下几部分构成:

(1) 锅炉房。包括锅炉本体、燃料系统、烟风系统、辅助系统、除渣、除灰、烟气除尘、脱硫、脱硝及烟囱等设施。

(2) 汽机房。包括汽轮机、发电机本体及其辅助系统及设备、电气设备及系统。

(3) 煤仓间。包括原煤仓、粉煤仓、原煤供给和煤粉制备设施。

(4) 除氧间。包括除氧器、给水箱及其汽水系统,通常还布置有管道夹层、高低压加热器、配电装置等设备。

(5) 集中控制室。包括控制台、仪表屏,以及其周边的辅助和附属设施,如电缆夹层、继电器室、工作人员活动间等。

火电厂主厂房布置设计在注重典型设计的同时,也强调因地制宜,因而是有一定的灵活性的,以上所述的构成主要是一种最为通用的厂房布置设计。

燃油、燃气火力发电厂主厂房一般由相互毗连的汽机房、除氧间、锅炉房等主要厂房组成。燃气轮机发电厂主厂房一般由燃气轮机房、汽机房、余热锅炉房组成。

#### 1.1 主厂房布置设计的前提条件

##### 1.1.1 厂址的自然条件和环境要求

主厂房布置设计是在给定的火电厂厂址上进行的,厂址的自然条件,诸如地形、地貌、地质、地震、水文、气象等都将在相当程度上影响厂房布置的总体格局,例如:在地形起伏较大的地区采用阶梯式布置;在气象条件合适的地区,设备可采用露天式布置;根据场地的大小和地形,确定布置的规模、预留扩建的场地等。此外,周边环境要求及与环境的协调,也需要在主厂房总体布置设计时予以认真的研究,例如厂房的朝向、与周围景观的协调、排放噪声的影响等。总之,与自然条件相适应,与环境条件相协调,因地制宜作出最佳的选择,是主厂房布置设计的基本要求之一。

##### 1.1.2 总体规划给定的位置条件

主厂房布置设计是在发电厂总体规划经过优化后确定的总平面布置划定的位置上进行的,总平面布置给定了主厂房和其他厂房、其他设施之间的相对位置关系,由于主厂房内的设施、系统和其他厂房的设施、系统有着众多的联系和接

口,在这一给定的条件下,必须通过主厂房布置设计的优化,使这些联系和接口得到最合理的处置。

##### 1.1.3 主、辅设备的技术要求

主厂房的功能是为发电厂内主、辅设备及其连接管道、导管、电缆等提供房屋、封盖、分隔、荷重支承等,并为其创造合适的工作环境。在进行主厂房布置设计时,必须取得主、辅设备详细的技术资料,以及保证主、辅设备运行性能的相关技术和环境要求,例如主、辅设备的外形尺寸、重量、支承方式、安装详图、对环境温度、湿度、空气质量、防尘、防爆、防腐等要求,以及对维护、检修的要求等。主厂房布置设计要为满足此类要求创造合适的条件。

#### 1.2 主厂房布置的主要设计要求

##### 1.2.1 可施工性、可运行性和可维修性

主厂房布置设计的可施工性内容包括:能适应先进的施工技艺和结构部件,有设备组装件模块化施工和安装的设计方案,有综合全面的施工规划,有适应最佳的施工、安装活动程序的能力,施工中不发生或少发生碰撞等,以达到提高施工工效、缩短施工、安装工期的目的。

可运行性和可维修性内容包括:使发电厂在整个寿命期内能够为主、辅设备和系统的检测、试验、修理和更换活动提供便利条件。在布置设计中应确保有合适的通道、设备和材料的堆放场地、运行检修用的平台扶梯,以及现场活动环境等,还应包括有适宜于运行、维修的人因工程的考虑等。

##### 1.2.2 标准化

标准化布置设计可以缩短设计和施工工期,提高发电厂的可运行性、可维修性和可靠性,从而降低发电厂的建设造价。

发电厂的设计应尽可能做到在一个合适且成熟的参考电厂的基础上进行优化。系统的拟订、设备的选型、厂房的布置和建筑结构的设计宜力求标准化。这里包括采用成熟、可靠的标准化设备、元件和构件,使阀门、泵类、电气和仪表设备的类型通过标准化降低至最少等。

##### 1.2.3 人因化因素的考虑

发电厂的厂房布置设计应符合人因工程原理,应考虑并采取适当的措施以满足运行、检修人员对方便和舒适的需求。这方面包括对空气质量、通风、采光、照明、噪声、色彩、装饰、服务性设施等人性化因素的考虑,还应有劳动安全和工业卫生方面的考虑等。

##### 1.2.4 厂房面积和体积的最优化

在厂房布置设计中,应在不影响施工、安装、维护、试验、检查、运行的原则下,少占场地面积,并将土石方开挖、混凝土工程量,以及管道、电缆、导管等大宗工作量降低到最低限度,且预留有恰当的扩建条件。对已建成的发电厂的施工运行经验和教训进行回顾、总结,并在新的设计中加以贯彻、改进,做到厂房面积和体积的最优化。

##### 1.2.5 符合结构设计和工艺技术标准

主厂房布置设计应遵守并执行国家和地方政府颁发的规程、规范,以及相关机构颁发的工业技术标准。

## 2 燃煤发电厂主厂房布置

### 2.1 主厂房组成

燃煤发电厂的主厂房一般由相互毗连的汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房这几部分厂房组成,当除氧间和煤仓间合并设置时称为除氧煤仓间。

从主厂房布置顺序来分,一般把汽机房—除氧间—煤仓间—锅炉房这种布置顺序称为四列式布置,把汽机房—除氧煤仓间—锅炉房、汽机房—煤仓间—锅炉房的布置顺序称为三列式布置。

从煤仓间所处的相对位置来分,上述这种常用的布置方式称为内煤仓布置;把汽机房—除氧间—锅炉房—煤仓间这种布置方式称为外煤仓布置;当煤仓间布置在锅炉侧面时,则称之为侧煤仓布置。

### 2.2 布置要求

主厂房布置应在保证发电厂施工、运行、维护和检修条件的前提下,对主厂房区域(包括汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房和炉后部分)各有关专业工艺系统及设备的布置、厂房的长度、跨度和层高尺寸进行综合优化,恰当进行电气和热控设备的物理分散,从而节省管道、电缆、导管和土建三材(钢材、木材、水泥),保证火电厂在整个寿命期内有良好的经济性。

#### 2.2.1 汽机房

大容量机组的汽机房一般分为三层。底层通常比发电厂厂区地坪标高略高,为主要的辅助设备层,布置有凝汽器、凝结水泵、开闭式循环冷却水泵、闭式水热交换器、真空泵、主油箱、油泵及冷油器、给水泵汽轮机润滑油箱等设备;中间层为管道层,除管道外,还布置有封闭母线及一些小型设备等;运转层一般为大平台布置形式,布置有汽轮发电机组、汽动给水泵,并留有充足的设备检修场地。

(1) 200MW及以上机组宜采用汽机纵向顺列布置。如条件合适,通过技术经济比较后认为合理,也可采用汽轮机横向布置。

200MW以下机组采用汽轮机纵向顺列或横向布置,宜根据工程具体条件,通过论证比较后决定。

(2) 300MW及以上机组的汽机房运转层宜采用大平台布置形式。采用大平台布置时,应考虑汽轮机厂房内的自然通风、排热、排湿及吊物等要求。

200MW机组采用大平台布置还是岛式布置,应根据工程具体条件通过论证比较后决定。

125MW及以下机组宜采用岛式布置。

(3) 对于300MW及以上机组,若驱动汽动给水泵的小汽轮机排汽进入主凝汽器,则汽动给水泵宜布置在汽机房运转层上,也可布置在汽机房B列柱侧底层或除氧间底层。

当汽轮发电机采用电动给水泵时,给水泵可布置在汽机房屋底层或除氧间底层。如条件合适,给水泵也可采取半高位布置。

(4) 大容量汽轮机的主油箱、油泵及冷油器等设备,宜布置在汽机房屋底层机头靠A列柱侧处并远离高温管道。200MW及以上机组宜采用组合油箱及套装油管,并宜设单元组装式油净化装置。

汽轮机主油箱及油系统必须考虑防火措施。在主厂房外侧的适当位置,应设置事故油箱(坑),其布置标高和油管道的设计应能满足事故时排油顺畅的需要。事故油箱(坑)的容积不应小于1台最大机组油系统的油量。事故放油门应布置在安全

及便于操作的位置,并有2条人行通道可以到达。

(5) 当大容量机组采取纵向布置时,循环水泵不宜布置在汽机房屋内。凝汽器胶球清洗装置宜布置在凝汽器旁。

(6) 凝结水精处理装置宜布置在汽机房屋内的适当位置,也可布置于靠近主厂房的其他位置。

#### 2.2.2 除氧间

除氧间一般分底层、中间层、运转层、除氧层。底层一般布置电动给水泵组和汽动给水泵的前置泵,中间层一般布置外置式低压加热器及辅助蒸汽联箱,运转层一般布置高压加热器,除氧层布置除氧器及其水箱。

除氧器给水箱的安装标高,应保证在汽轮机甩负荷瞬态工况下,给水泵或其前置泵的进口不发生汽化,亦即要能在正常和瞬态工况为给水泵或其前置泵提供合适的净正吸水头(NPSH)。

除氧器和给水箱宜布置在除氧间或除氧煤仓间,也可根据主厂房布置的条件,通过方案论证比较,确定其合理的布置位置。在气候、布置条件合适时,除氧器和给水箱宜采用露天布置。

除氧器和给水箱如确有必要布置在集中控制室上方时,该控制室顶板必须采用混凝土整体浇灌,除氧器层楼面应有可靠的防漏水措施。

300MW及以上机组的卧式加热器、汽动给水泵的前置泵及启动/备用电动给水泵等,如条件合适(包括检修措施),宜布置在除氧间内。

如条件合适,可在除氧间内布置部分或全部的厂用配电装置,形成配电装置室,并考虑照明、防尘和通风。

#### 2.2.3 煤仓间

煤仓间一般分底层设备层、给煤机层、输煤皮带层。

(1) 煤仓间的给煤机层标高,应由磨煤机、送粉管道及其检修起吊装置等所需的空问决定。为运行维护方便,该层标高宜与锅炉运转层标高一致。

(2) 煤仓间煤仓层的标高,应按原煤仓和煤粉仓的设计要求决定。煤仓层上布置有带式输送机,带式输送机两侧应有必要的运行通道。煤仓层内应考虑必要的通风除尘装置的布置、清洁地面的设施及地面排水。带式输送机头部应设检修起吊设施。

(3) 锅炉原煤仓及煤粉仓的储煤量应按下列要求确定:

对于直吹式制粉系统,除备用磨煤机所对应的原煤仓外,其余原煤仓的总有效储煤量应按设计煤种满足锅炉最大连续蒸发量时8h以上的耗煤量。

为实现输煤系统两班制运行,经技术经济比较,认为合理时,直吹式制粉系统原煤仓的有效储煤量或贮仓式制粉系统原煤仓和煤粉仓总的有效储煤量,可按设计煤种满足锅炉最大连续蒸发量时10h以上的耗煤量考虑。

(4) 原煤仓的设计,应符合下列要求:

大容量锅炉的原煤仓宜采用钢结构的圆筒仓型,其内壁应光滑、耐磨。原煤仓的几何形状和结构应使煤流动顺畅,对易堵的煤,在原煤仓的出口段宜采用不锈钢复合钢板、内衬不锈钢板或其他光滑阻燃型耐磨材料。金属煤斗外壁宜设振动装置或其他防堵装置。

在严寒地区,对钢结构的原煤仓,以及靠近厂房屋外墙或外露的钢筋混凝土原煤仓,其仓壁应设有防冻保温装置。

原煤仓应设置煤位测量装置,大容量锅炉的钢质原煤仓可设置称量存煤重量的测量装置。

(5) 煤粉仓的设计,应符合下列要求:

煤粉仓应封闭严密,内表面应平整、光滑、耐磨和不积



粉。煤粉仓的几何形状和结构应使煤粉能够顺畅自流。

为防止煤粉受热和受潮,对金属煤粉仓外壁要采取保温措施。在严寒地区,靠近厂外墙或外露的煤粉仓,应有防冻保温措施。

煤粉仓必须有测量粉位、温度及灭火、吸潮和放粉的设施。除无烟煤以外的其他煤种,煤粉仓必须有防爆设施。

#### 2.2.4 锅炉房

锅炉房布置有锅炉本体设备及其汽水和烟、风、煤粉管道。

在严寒或风沙大的地区,当采用塔式锅炉时,宜采用紧身罩封闭;对非塔式锅炉,应根据设备特点及工程具体情况采用紧身罩或屋内式布置。在气候条件适宜地区,对密封良好的锅炉也可采用炉顶不设小室和防雨罩的布置方式。

在非严寒地区,锅炉宜采用露天或半露天布置。

当锅炉为露天或半露天布置时,应要求锅炉制造厂提供适合于露天或半露天布置的锅炉,即锅炉本体及其附属系统和管道应有防雨、防冻、防腐、承受风压和减少热损失等措施。

露天或半露天布置的大容量锅炉,宜采用岛式布置,即锅炉运转层不设大平台。当给煤机在炉膛周围布置时,宜设给煤机大平台。当锅炉本体的下部或布置于锅炉房底层的附属设备不适宜露天布置或有其他要求时,运转层以下可采用封闭的形式。

采用露天或半露天布置的锅炉,当需要在运转层上设置炉前操作区时,可采用低封闭方式。

炉前空间在满足设备及管道布置、安装、运行和检修要求的条件下,应尽量压缩。在有条件时,可采用炉前柱与煤仓间柱合并的布置方式。

#### 2.2.5 炉后部分

炉后一般布置一次风机、送风机、电气或其他形式的除尘器、引风机及烟囱。脱硫系统目前国内通常布置于烟囱后面。

除尘设备应采用露天布置,干式除尘设备的灰斗应有防结露措施。

在非严寒地区,锅炉的引风机宜采用露天布置。当锅炉为岛式露天布置时,送风机、一次风机也宜采用露天布置。对于露天布置的辅机,其电动机宜采用全封闭形式。

#### 2.2.6 集中控制室

目前国内的大型火力发电厂多数采用两机一控的控制室布置方式,集中控制室多数布置在两炉之间的集中控制楼内,控制室附近布置电子设备间。将控制室布置在两台机组之间,可以使电缆的连接长度较短,同时,监控人员到达设备现场处理问题最为方便、适中。

对汽轮机纵向布置的大容量汽轮发电机组,当两台机组同一时期建设时,宜两台机组合用一个集中控制楼,且布置在两炉之间。如条件合适,集中控制楼应伸入除氧煤仓间内。经论证认为合理时,也可多台机组合用一个集中控制楼。集中控制室可布置在独立的集中控制楼内,也可布置在除氧间或煤仓间的运转层或其他合适的位置。

集中控制楼和集中控制室内的设备、表盘及活动空间的布置应既紧凑合理,又方便运行和检修。控制室内的布置形式应依据工程具体情况及特点选择,不宜为布置与控制室无关的设备和安排过多的生活设施而扩大集中控制楼的面积。

集中控制室的出入口应不少于2个,控制室的净空高度一般不小于3.2m。集中控制室及电子设备间应有良好的空调、照明、隔热、防尘、防火、防水和防噪声的措施,符合良好的人因工程原理。

集中控制室及电子设备间下面可设电缆夹层,它与主厂房相邻部分应封闭分隔。

集中控制室应设整体防水顶盖。

集中控制室、电子设备间及其电缆夹层内应设消防报警和信号设施,严禁汽、水及油管道穿越。

### 2.3 布置参考示意图

图2.7-1~图2.7-6为2×600MW级机组按四列式顺序布置的主厂房布置示意图。

### 2.4 主要参考数据

国内部分已投运的国产2×600MW级机组的主厂房主要数据见表2.7-1,目前国内2×1000MW级机组的主厂房主要数据见表2.7-2。

表 2.7-1 国内部分已投运的国产 2×600MW 级机组的主厂房主要数据

		m				
项 目		吴泾 八期	台山 一期	嘉兴 二期	太仓港 四期	宁德 一期
汽 机 房	柱距	10	10	10	10	10
	汽机房跨距	30.6	30.6	30	30.6	30.6
	汽机房总长度	191.5	357(4台)	171.5	171.5	344.5(4台)
	汽机房轨顶标高	26.615	26.4	26.4	26.4	26.4
	汽机房屋架下弦	30.6	29.1	29.1	29.1	29.1
	汽机房运转层标高	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7
除 氧 间	除氧间跨距	10	10	9	10	10.5
	除氧间除氧层标高	29	29.0	26.0	29.0	29
煤 仓 间	煤仓间跨距	12.0	12	12	11.5	12
	给煤机层标高	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0
	皮带层标高	44.6	43	42	42	42
锅 炉 房	炉前距离	8	6.5	6	6	7
	锅炉本体深度	56.21	51.95	47.65	48	49.1
炉后距离(锅炉最后一排柱至烟囱中心距离)		90.84	84.35	97.45	86.52	89.8
A排柱至烟囱中心距离		207.65	189.5	208.5	192.62	199.0

表 2.7-2 目前国内 2×1000MW 级机组的主厂房主要数据

		m				
项 目		华能玉 环电厂	邹县发 电厂四期	外高桥 电厂二期	外高桥 电厂三期	国电泰州 电厂一期
汽 机 房	柱距	9.5+10 ×19+11 ×3+1.4	12×12+ 10×9 +1.4	9.5×18 +11× 3+1.4	10×20+ 11+1.4	10×21+ 11+1.4
	汽机房跨距	34	34	34	34	34
	挡数	23	21	21	21	22
	汽机房总长度	233.9	235.4	205.4	212.4	222.4
	汽机房轨顶标高	30.7	31.7	30.6	30.7	30.7
	汽机房屋架下弦	37.0			34.4	34
	汽机房运转层标高	17	17	17	17	17
除 氧 间	除氧间跨距	10	12	10	10	10
	除氧间除氧层标高	34.5	29.0	34.5	46.5	34.5
煤 仓 间	煤仓间跨距	14	16	12.5	13.5	14
	给煤机层标高	20.5	17.0	17.0	17.0	20.5
	皮带层标高	46.5	42	45.5	46.5	48.5
锅 炉 房	炉前距离	7	8	7.875	7.875	7
	锅炉本体深度	53.8	74.8	53.0	53.06	77.4
炉后距离(锅炉最后一排柱至烟囱中心距离)		119.2	104.7	116	122.85	114.6
A排柱至烟囱中心距离		238	249.5	233.375	241.285	257

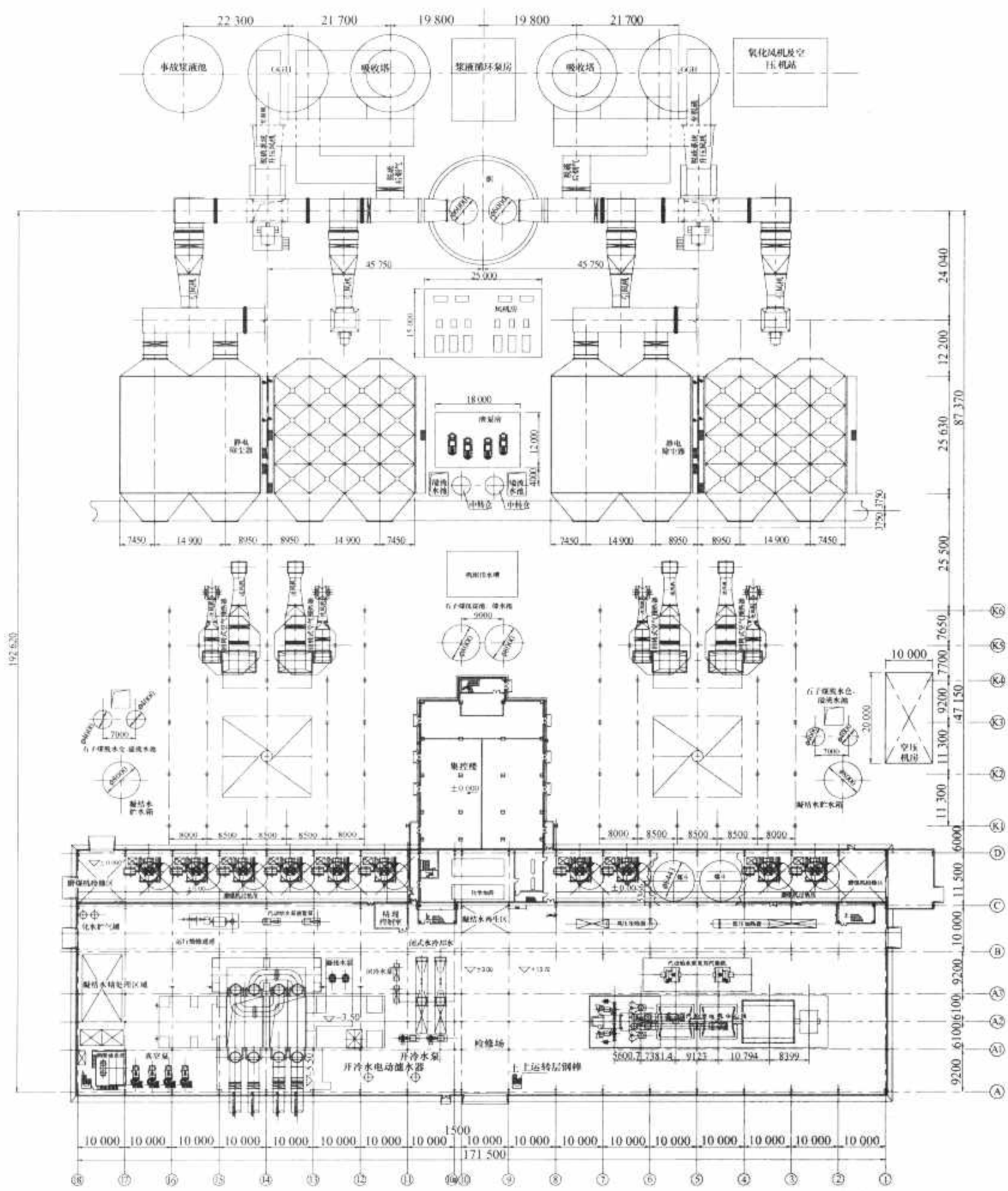


图 2.7-1 主厂房平面示意图



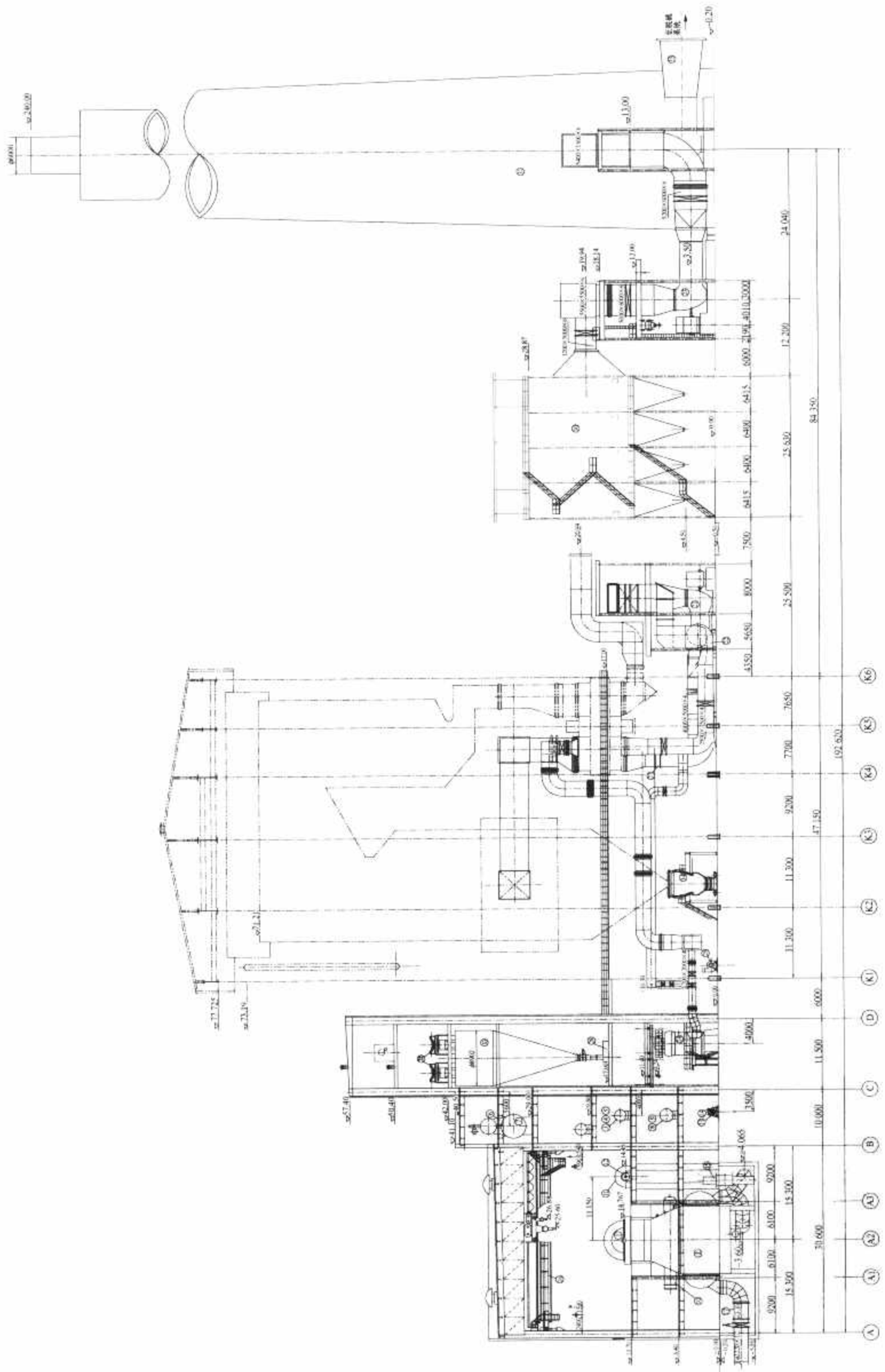


图 2.7-2 主厂房断面示意图





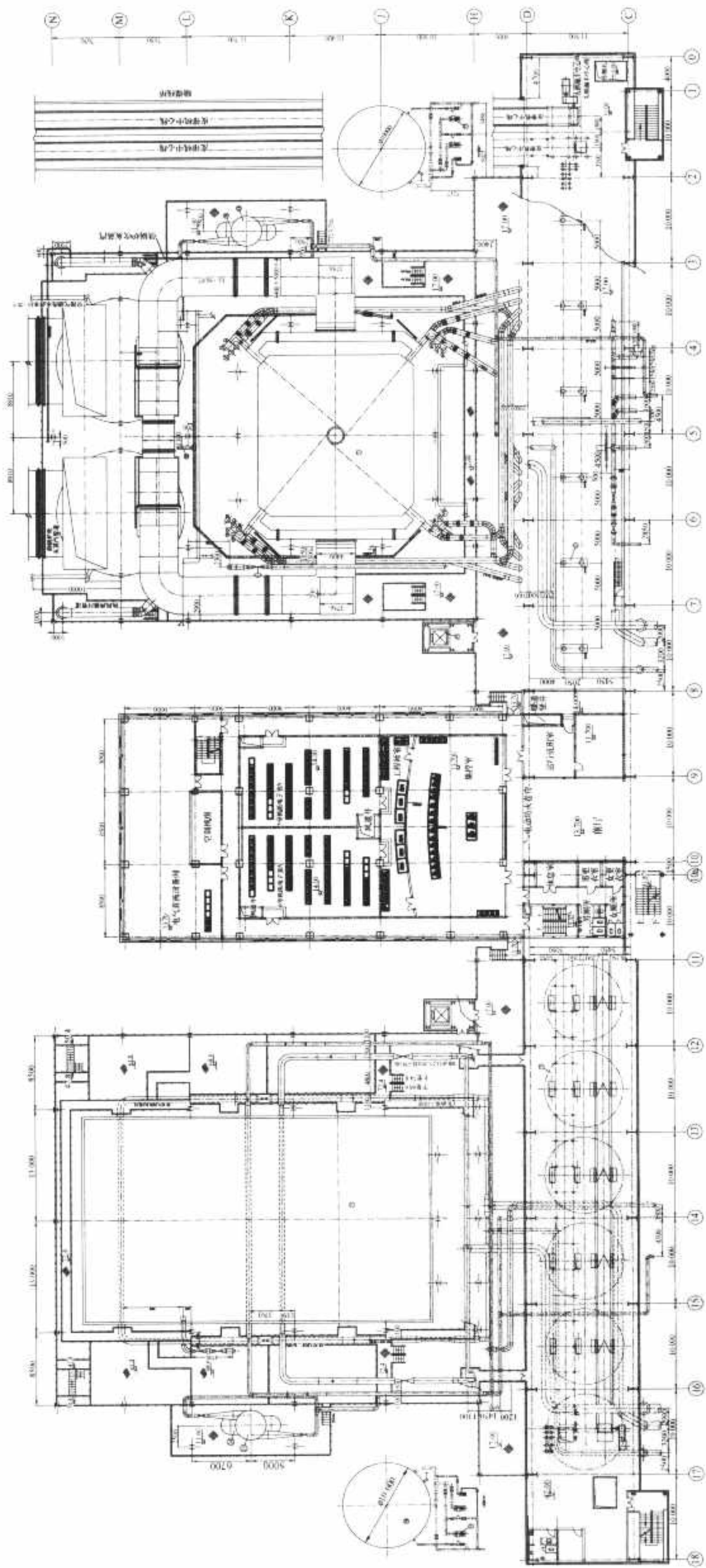


图 2.7-4 锅炉房、煤仓间及集中控制室运转层布置图

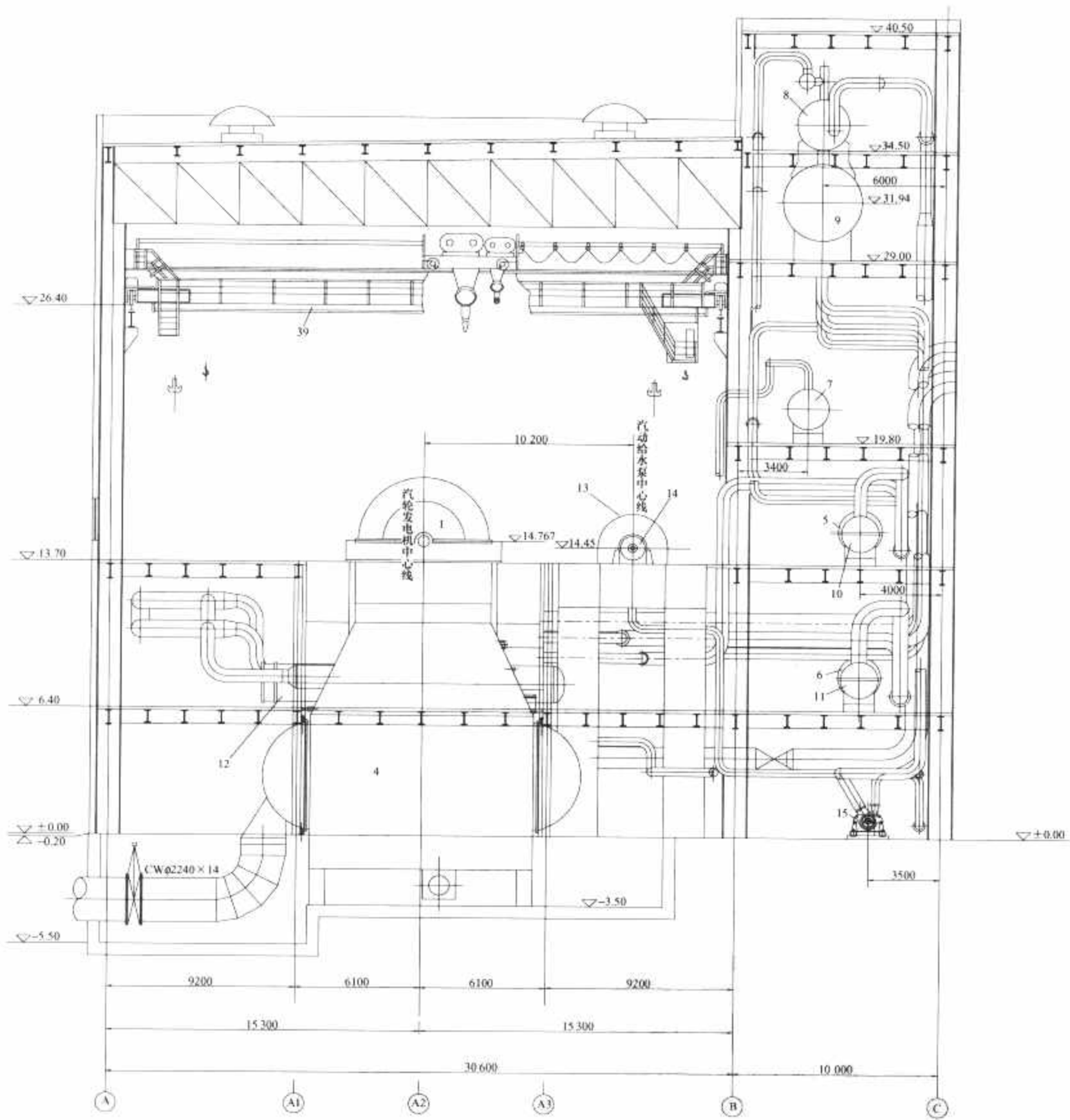


图 2.7-5 汽机房、除氧间横剖面图



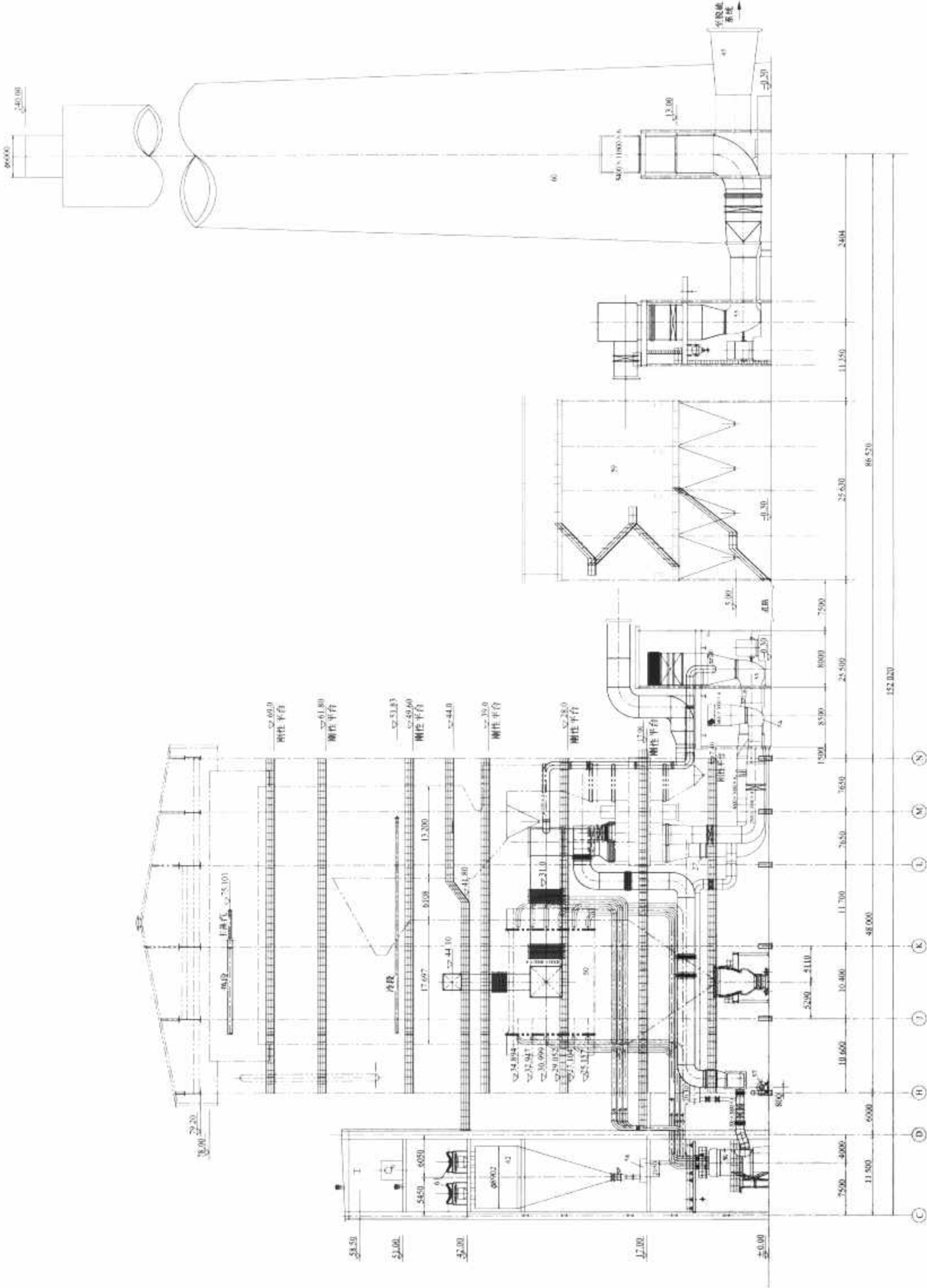


图 2.7-6 锅炉房、煤仓间及炉后横剖面图

### 3 燃气轮机发电厂主厂房布置

#### 3.1 主厂房组成

燃气轮机发电厂主厂房一般由燃气轮机房、汽机房、余热锅炉房等部分厂房组成。

#### 3.2 布置要求、形式及描述

##### 3.2.1 布置要求

(1) 燃气轮机发电厂(以下简称燃机发电厂)主厂房布置应适应电力生产的工艺流程要求,按设备类型确定,并做到设备布局 and 空间利用合理,管线连接短捷、整齐,厂房内部设施布置紧凑、恰当,巡回检查的通道畅通,为燃机发电厂的安全运行、检修、维护创造良好的条件。

(2) 主厂房内的空气质量、通风、采光、照明和噪声等应符合现行有关标准的规定。设备布置应采取相应的防护措施,符合防火、防爆、防尘、防潮、防腐、防冻、防噪声等有关要求。

(3) 主厂房布置应根据燃机发电厂总体规划要求,考虑扩建的可能性。

(4) 对联合循环燃机发电厂的主设备应进行布置优化。在经济合理的条件下,应力求减少燃气轮机与余热锅炉之间的排气压损,缩短余热锅炉与汽轮机之间的蒸汽管道长度,减少蒸汽压损。

(5) 主厂房及其内部的设备、表盘、管道和平台扶梯等色调应柔和协调。平台扶梯及栏杆应齐全、可靠,符合设计规程要求。

(6) 主厂房布置应注意到厂区地形、设备特点和施工条件等影响,合理安排。在有两台及以上机组连续施工时,主厂房布置应具有平行连续施工的条件。

##### 3.2.2 布置形式

(1) 燃机发电厂的主厂房布置应根据机组采用简单循环或联合循环机组的不同特点,采取不同的布置形式。

(2) 简单循环的燃机发电厂的布置按燃气轮机和发电机成为一组,组与组之间宜平行布置,也可纵向成直线对称或顺向布置。主厂房布置还应根据工程条件考虑留有扩建为联合循环机组的可能性。

(3) 联合循环机组的燃机发电厂的布置有多轴和单轴配置两种形式。

1) 多轴配置时,燃气轮机及其所驱动的发电机为一组。当燃气轮机轴向排气时,组与组之间宜平行布置,余热锅炉同轴线连续布置;当燃气轮机侧向排气时,组与组之间可纵向成一直线布置,也可平行布置,余热锅炉宜垂直于燃气轮机发电机组布置。汽轮机及其所驱动的发电机为另一组,可平行或垂直于燃气轮机发电机组布置,或与燃气轮机发电机组同一直线布置。

2) 单轴配置的联合循环发电机组,组与组之间宜平行布置。单轴配置可分为两种形式。

按余热锅炉、燃气轮机、发电机与汽轮机同一轴线成为一组的,在发电机和汽轮机之间设有同步离合器。这种配置形式可采用底层低位布置,但应考虑发电机抽转子时横向平移或整台吊出所需的检修设施和场地。

按余热锅炉、燃气轮机、汽轮机与发电机同一轴线成为一组的,汽轮机与发电机之间没有同步离合器,可采用运转层高位布置。

##### 3.2.3 布置描述

###### 3.2.3.1 燃气轮机及其辅助设备布置

燃气轮机可采用室内或室外布置。对环境条件差、严寒地区或对设备噪声有特殊要求的燃机发电厂,其燃气轮机宜采用室内布置,燃气轮机配套的外置式燃烧器也宜采用室内布置。

单轴配置的大容量联合循环发电机组宜室内布置。

燃气轮机的相关辅助设备应就近布置在其周围。当燃气轮机室外布置时,其辅助设备应根据环境条件和设备本身的要求,设置防雨、防晒、伴热或加热设施。

###### 3.2.3.2 余热锅炉及其辅助设备布置

余热锅炉宜露天布置。如燃机发电厂地处严寒地区,余热锅炉可室内布置或采用紧身封闭。

余热锅炉的辅助设备、附属机械、锅炉本体的仪表、阀门等露天布置时,应根据环境条件和设备本身的要求,考虑采取防雨、防晒、防冻、防腐等措施。

###### 3.2.3.3 汽轮机及其辅助设备布置

汽轮机应室内布置。当汽轮机为轴向或侧向排汽时,汽轮机应低位布置;当汽轮机为垂直向下排汽时,汽轮机应高位布置。

汽轮机的主油箱、油泵及冷油器等设备宜布置在汽轮机厂房底层并远离高温管道。

对汽轮机主油箱及油系统必须考虑防火措施。在汽轮机厂房外侧的适当位置,应设置事故油箱(坑),其布置标高和油管道的设计,应能满足事故时排油畅通的需要。事故油箱(坑)的容积不应小于一台最大机组油系统的油量。事故放油门应布置在安全及便于快速操作的位置,并应有两条人行通道可以到达。

除氧器给水箱的安装标高应满足各种工况下,给水泵不发生汽蚀的要求。

凝汽器胶球清洗装置宜布置在凝汽器旁。

###### 3.2.3.4 控制室

联合循环燃机电厂宜设机炉电集中控制室。

集中控制室宜布置在汽机房侧的集控楼内,或布置在处于2套或4套联合循环机组适中位置的集控楼建筑内。集控楼通常分层布置自动控制设备、计算机室、继电器室、电缆夹层、空调设备及其他工艺设施和必要的生活设施等。集控楼内应有良好的空调、照明、防尘、防振和防噪声等措施。

集控楼及集中控制室的出入口应不少于2个,集控室净空高度应不小于3.2m。

### 3.3 布置参考示意图

以下就美国通用电气(GE)、日本三菱、德国西门子三大公司的350MW级燃气—蒸汽联合循环机组的主厂房典型布置作一描述,可供参考。

#### 3.3.1 望亭电厂(GE机型)

望亭电厂装设有2套350MW燃气—蒸汽联合循环机组(GE STAG109FA-SS)。联合循环机组采用“1+1+1+1”单轴配置形式,即每套机组安装1台燃气轮机、1台余热锅炉、1台蒸汽轮机和1台发电机,其中燃气轮机、蒸汽轮机和发电机布置在一根轴上。机岛设备采用GE公司的PG9351FA型燃气轮机,D10型汽轮机和390H型发电机。余热锅炉采用杭州锅炉集团有限公司的三压、再热、无补燃、卧式自然循环锅炉,室外露天布置。

机岛为室内布置。两台机组中心距离为52m。主厂房横向尺寸从1号柱到烟囱中心距离为98.801m,主厂房纵向尺寸从A轴线到J轴线为92m。

##### 3.3.1.1 主厂房布置

图2.7-7~图2.7-9为望亭电厂主厂房运转层布置图和主厂房剖面图。



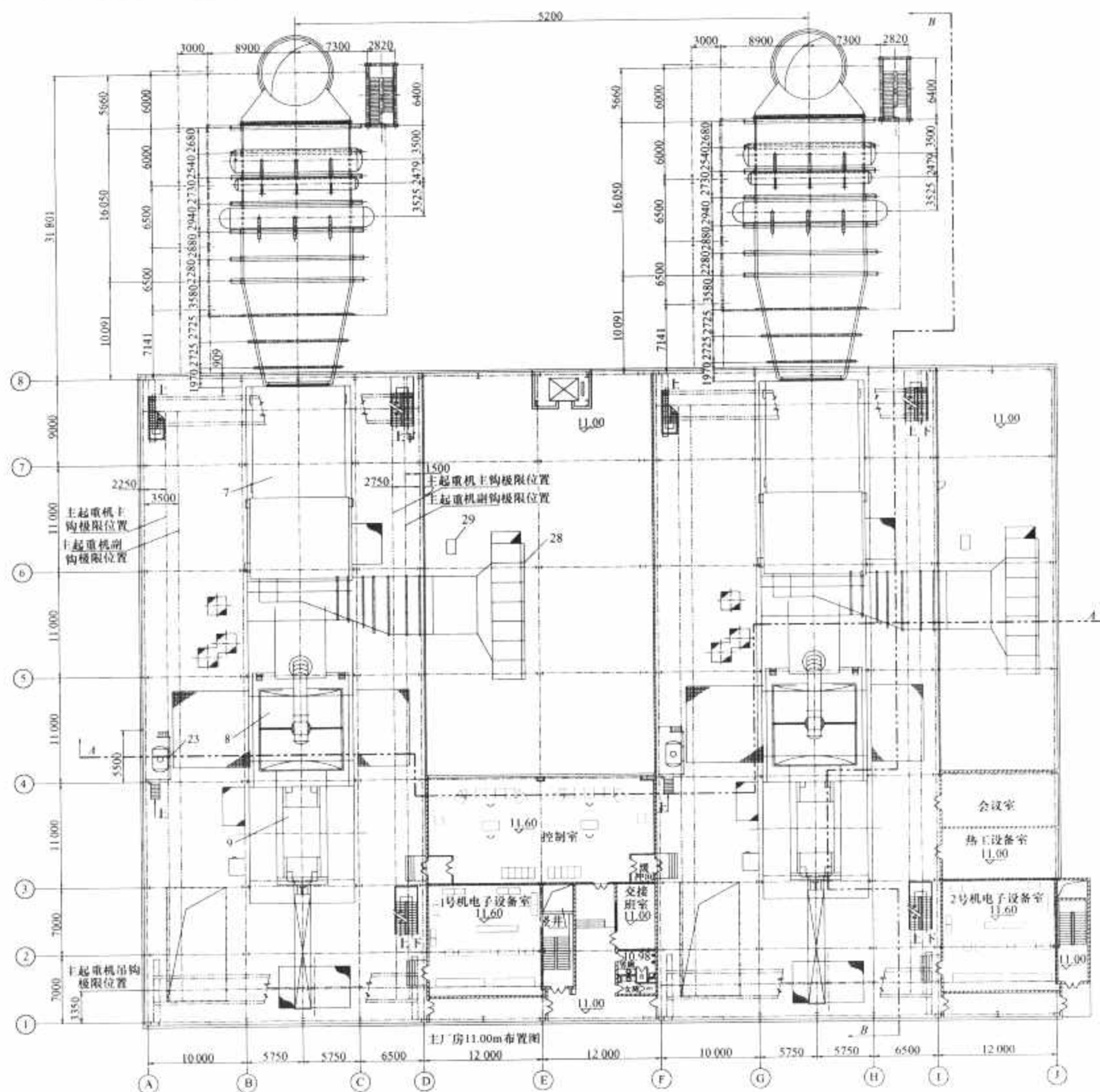


图 2.7-7 望亭电厂主厂房运转层布置图

每台机组一个单元,其横向尺寸为67m,纵向尺寸为40m,其中毗屋12m。整个机岛厂房布置分3层。底层布置燃气轮机发电机组的辅助设备(如润滑油模块、水洗模块等)、凝汽器、凝结水泵、真空泵、闭式冷却水热交换器、闭式冷却水泵、开式冷却水泵及开式冷却水电动滤水器等。中间层(6.45m层)主要布置各种管道,例如:主蒸汽管、再热蒸汽热段、再热蒸汽冷段、旁路蒸汽管道,以及主汽门、中联门等。运转层(11m层)横向布置燃气—蒸汽联合循环机组,其顺序为发电机、汽轮机、压气机、燃烧室、燃气轮机,同轴布置,轴中心标高为11.914m。

宽度为12m的毗屋,其底层布置厂用配电间、润滑油模块和水洗模块等。中间层(6.45m层)布置低压配电间及蓄电池室。室外屋顶(相当于11m层)布置压气机吸风装置。

### 3.3.1.2 余热锅炉区域

余热锅炉为卧式布置,从烟气入口到烟囱中心线距离为32.71m,每台余热锅炉设1烟囱,烟囱内径为6.86m,烟囱高度为70m。

每座余热锅炉设3个汽包,高压汽包中心标高为28.30m,中压汽包中心标高为27.85m,低压汽包中心标高为28.45m。

余热锅炉区域底层布置高压锅炉给水泵、中压锅炉给水泵、低压省煤器再循环泵、连续排污扩容器和定期排污扩容器。余热锅炉区域设置12m×6m×4m的机组排水槽。

### 3.3.1.3 集中控制室布置

二单元机岛厂房之间设有集中控制楼,其底层布置厂用配电间,6.45m层布置低压配电间及蓄电池室。运转层标高上布置控制室和电子设备室。

### 3.3.1.4 主厂房内检修起吊设施

机岛厂房内设有2台桥式起重机,起吊质量分别为100/20t和15t,其跨度为26.5m,轨顶标高为26.10m。桥式起重机检修起吊最重件为燃气轮机转子,不考虑使用主行车来起吊安装发电机定子。

运转层采用大平台结构。检修时,燃气轮机、汽轮机和发电机的部件,以及其他辅助设备可以利用主行车和辅助行车起吊,并放置在运转层平台上。



图 2.7-8 望亭电厂主厂房剖面图(一)



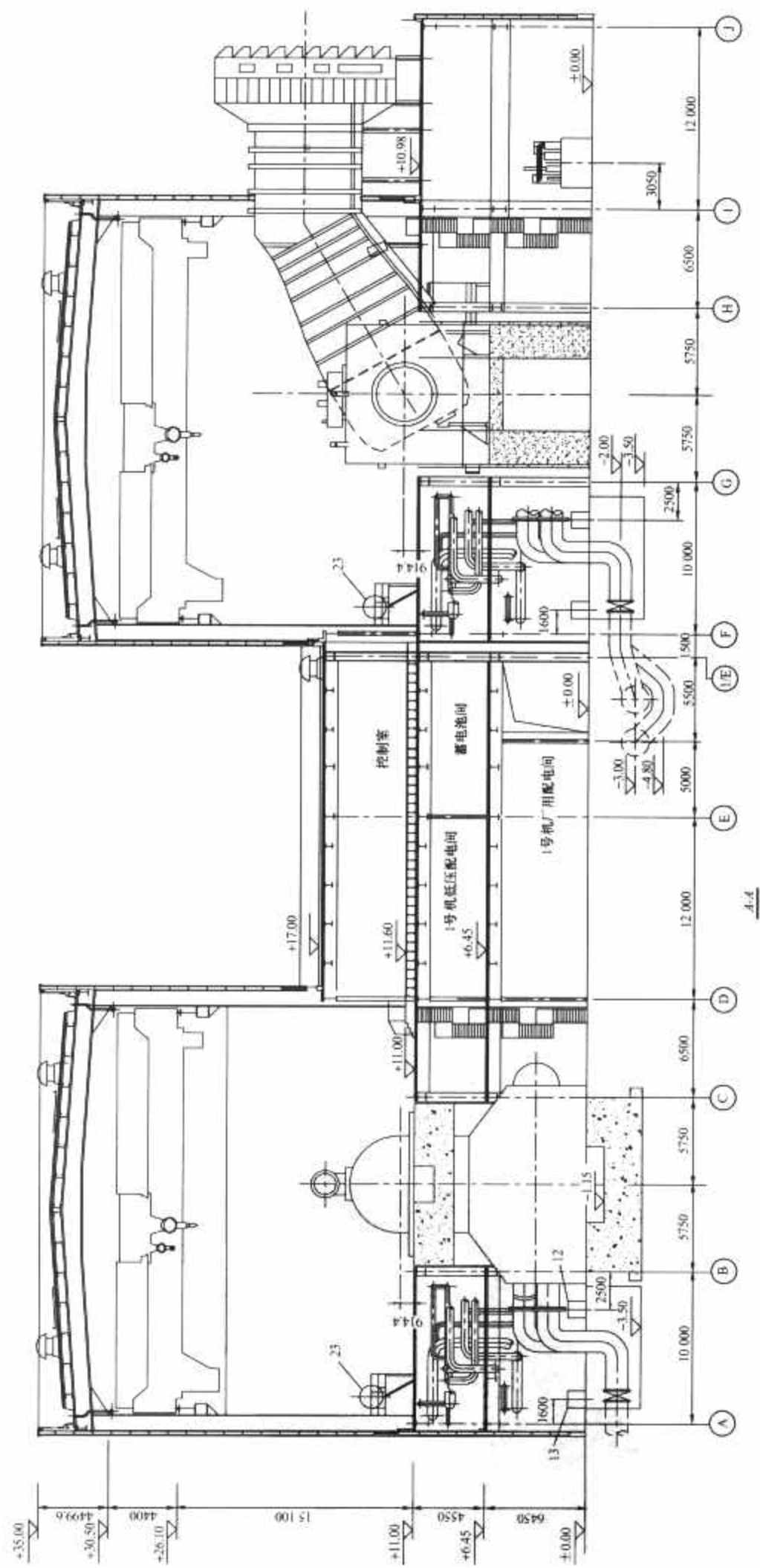


图 2.7-9 望亭电厂主厂房剖面图(二)

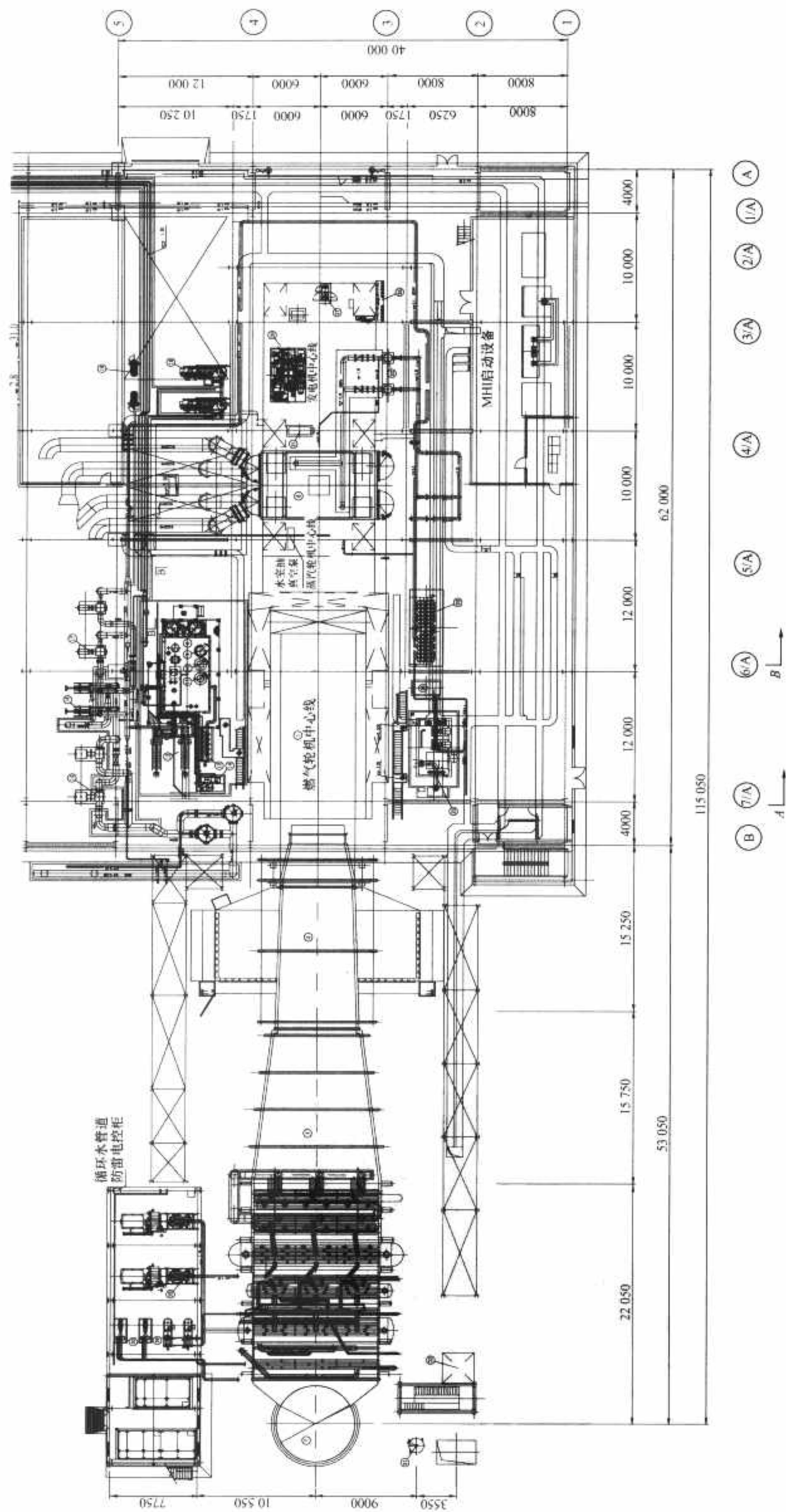


图 2.7-10 东部电厂主厂房底层布置图





主厂房在 1-3 柱和 A-B、F-G 柱区域内设有大件起吊孔,并在 A 列设有可以通行汽车的卷帘门,以便检修时大件的转运。当整个轴系设备(燃气轮机、汽轮机和发电机)同时解体维修时,非维修部件如缸体、罩壳等,可通过起吊孔吊至底层,运出主厂房,另行存放。

为利用主厂房行车起吊底层或夹层的设备,在夹层和运转层楼板相应的位置设有活动盖板,以便于凝结水泵、主汽门和凝汽器的检修起吊。检修时移开盖板,四周设临时围栏。

### 3.3.2 东部电厂(三菱机型)

深圳市东部电厂装设有 3 套 350MW 等级的燃气—蒸汽联合循环发电机组,联合循环机组采用“1+1+1+1”单轴配置形式,即每套机组安装 1 台燃气轮机、1 台余热锅炉、1 台蒸汽轮机和 1 台发电机,其中燃气轮机、蒸汽轮机和发电机布置在一根轴上。燃气轮机、蒸汽轮机采用日本三菱重工株式会社的设备,发电机采用三菱电机株式会社的设备,其中燃气轮机的型号为 M701F,蒸汽轮机为三压、再热、下排汽汽轮机。余热锅炉采用杭州锅炉集团有限公司的三压、再热、自然循环、无补燃、卧式余热锅炉。

#### 3.3.2.1 主厂房布置

图 2.7-10、图 2.7-11 为东部电厂主厂房底层布置图和主厂房剖面图。

燃气轮机、蒸汽轮机、发电机布置在一根轴上,由于三菱重工的单轴联合循环机组的发电机布置在最外侧,蒸汽轮机布置在中间,凝汽器采用下排汽,所以,单轴上的主设备采用高位布置。机岛主厂房分为三层,即底层、中间层和运转层。其中,中间层的标高为 6.5m,运转层为大平台布置,标高为 13.0m。

机岛主厂房沿发电机出线方向,依次布置有发电机,蒸汽轮机低压缸,蒸汽轮机高、中压缸,燃气轮机。燃气轮机和蒸汽轮机的辅助设备主要布置在底层,有润滑油集装装置、液压油集装装置、燃气轮机水洗装置、真空泵、发电机密封油集装装置、顶轴油装置等。此外,布置在底层的设备还有闭式冷却水系统的闭式冷却水泵、闭式冷却水换热器、一次冷却水泵、凝结水泵、胶球清洗装置及发电机 CO<sub>2</sub> 置换系统、CO<sub>2</sub> 消防系统和变频启动装置(SFC)等设施。

6.5m 层布置有轴封冷却器,高、中、低压旁路装置和 380/220V 配电装置等。燃气轮机进气装置布置在主厂房 B 列外、燃机排气口下方。进气中心线与燃气—蒸汽发电机组同轴。

运转层除主机外,还布置有排氢风机和润滑油箱排油烟风机。

汽轮机主厂房采用钢结构。两台机组中心线距离为 40m,主厂房从固定端到扩建端距离为 128m(其中 8m 为二期先建)。纵向跨度为 62m。钢柱为不等跨布置。

#### 3.3.2.2 余热锅炉岛的布置

余热锅炉为卧式锅炉,采用露天布置、炉顶小间封闭的形式。余热锅炉沿燃机排气轴向方向布置,尾部设有一座钢烟囱。定期排污扩容器及其冷却水池布置在余热锅炉尾部左侧。由于三菱机组采用凝汽器除氧,余热锅炉岛不设除氧器。高压给水泵(带中间抽头)及给水加热器再循环泵布置在余热锅炉右侧的余热锅炉辅助生产工艺楼中。该楼分两层,底层除布置高压给水泵(带中间抽头)及给水加热器再循环泵外,还布置有化学取样装置;5.00m 层布置有汽水取样装置、电气就地控制及电子设备等。

余热锅炉的钢烟囱高度为 80m,出口内径为 7000mm。

#### 3.3.2.3 控制室布置

深圳东部电厂的规划容量为 9 台 350MW 的机组,为了便于管理,全厂 9 台机组共用 1 个控制室,控制室布置在本期工程机组 A 列外,一、二期机组之间,占地面积为 36m×28m,共 3 层,13.00m 层布置控制室(控制室下方 10.10m 设有电缆夹层),5.00m 层布置电子设备间、气瓶间和空调机房,底层布置蓄电池间、柴油发电机和空气压缩机,并留有二期 4 台空气压缩机的扩建余地。

#### 3.3.2.4 主厂房内检修起吊设施

为了设备检修的方便,主厂房内安装 1 台 120/20t 的电动桥式起重机,起重机跨度为 54m,3 台机组共用。起重机轨顶标高约为 27m,用于检修燃气轮机、汽轮机、凝结水泵、润滑油泵、凝汽器等设备,不考虑使用主行车来起吊安装发电机定子。

### 3.3.3 石洞口电厂(西门子机型)

石洞口电厂装设有 2 套 350MW 等级的燃气—蒸汽联合循环发电机组,联合循环机组采用单轴配置形式,每套机组安装 1 台燃气轮机、1 台余热锅炉、1 台蒸汽轮机和 1 台发电机。燃气轮机的型号为 V94.3A。余热锅炉采用三压、再热、自然循环、无补燃、卧式余热锅炉。

#### 3.3.3.1 主厂房布置

图 2.7-12 为石洞口电厂主厂房剖面图。

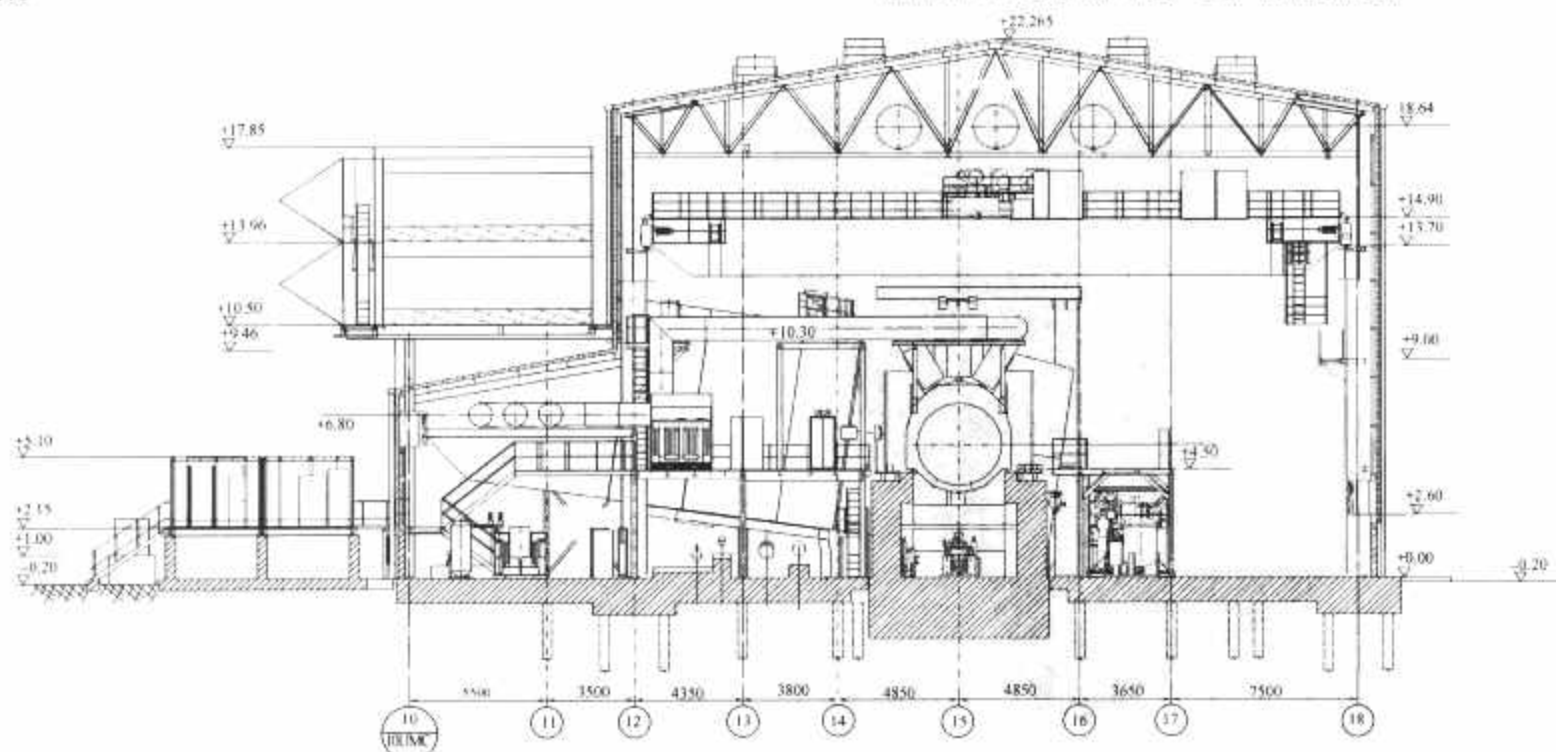


图 2.7-12 石洞口电厂主厂房剖面图

西门子的单轴联合循环机组的发电机布置在燃气轮机和汽轮机的中间，为冷端布置。汽轮机为双缸、再热、凝汽式、轴向排汽。凝汽器与汽轮机布置在同一平面上。所以，汽机房为单层布置。

机岛主厂房依次布置有燃气轮机、发电机、蒸汽轮机、凝汽器。燃气轮机的辅助设备主要布置在 16 轴~17 轴之间，汽轮机辅助设备主要布置在 10 轴~12 轴之间，17 轴~18 轴留有检修运输通道，燃气轮机进气装置布置在毗屋屋顶上。

燃气轮机中心线离主厂房地面 5.5m，主厂房长为 52m，跨度为 29m，高为 22.265m，并设有 9m 跨度的毗屋。

2 台机组共用 1 个控制室，控制室独立于主厂房外。

3.3.3.2 主厂房内检修起吊设施

为了设备检修的方便，主厂房内安装 370t 的电动桥式起重机，起重机跨度为 29m。起重机轨顶标高约为 13.7m，由于发电机中间布置，故发电机检修时，转子无法抽出，起重机容量考虑了发电机转子检修时的最大重量。

3.4 主要参考数据

三大厂商燃气—蒸汽联合循环单轴机组主厂房布置特点及其数据比较见表 2.7-3。由表 2.7-3 可看出，西门子机型

表 2.7-3 三大厂商燃气—蒸汽联合循环单轴机组主厂房布置特点及其数据比较

项 目	GE 典型布置	三菱典型布置	西门子典型布置
轴系布置顺序	燃气轮机—汽轮机—发电机	燃气轮机—汽轮机—发电机	燃气轮机—发电机—汽轮机
同步离合器	无	无	有
机组运行方式	联合循环	联合循环	简单循环、联合循环
布置方式	每套机组单独厂房	三套机组布置在同一厂房内，并留有继续扩建的可能	每套机组单独厂房
主厂房尺寸(长×宽)	67m×28m	120m×62m	52m×29m
毗屋尺寸(长×宽)	67m×12m	—	52m×9m
汽轮机排汽方向	向下	向下	轴向
机组中心线标高	11.914m	13.76m	5.50m
主厂房布置分隔	上、下层布置	上、下层布置	单层布置
中间层标高	6.45m	6.50m	—
运转层标高	11.00m	13.00m	—
行车轨顶标高	26.10m	27.00m	13.70m
屋顶标高	35.00m	34.05m	22.265m
行车跨度	26.5m	54m	29m
行车起吊重量	100/20t	120/20t	370t
发电机检修对行车的要求	行车起吊重量只考虑抽出发电机转子	行车起吊重量只考虑抽出发电机转子	行车起吊重量必须考虑发电机整体起吊

为单层布置，汽轮机为轴向排汽，启动时可实现简单循环，运行比较灵活，土建工程量较小，但考虑发电机整体起吊，其行车容量较大。GE 与三菱布置较为类似，都是分上、下两层布置，且只能实现联合循环，因此运行灵活性较差，但由于发电机布置在尾端，所以不考虑发电机整体起吊，行车容量较小。

多套并列布置可以采用多套机组布置在同一厂房内，共用 1 台行车，行车跨度大，但数量少；也可采用独立厂房布置模式，每套单轴联合循环机组为 1 个模块，单独设置行车，这种布置方式行车数量多，但行车跨距小，可单元制建设，系统独立且扩建简便。

上述两种布置方式，将直接影响吸风口的布置。深圳东部电厂布置即多套机组布置在大跨度厂房内，吸风口改为轴向吸风，布置在燃气轮机排气扩散段下方，吸风阻力大，而且吸风口靠近地面，对周边地面环境要求较高。望亭电厂和石洞口电厂布置为多套联合循环机组独立厂房布置模式，吸风口为侧向布置在毗屋屋顶上，吸风阻力小。因为布置在毗屋屋顶上，所以对周边环境要求较低。

4 燃油、燃气发电厂主厂房布置

4.1 主厂房组成

燃油、燃气发电厂的主厂房一般由相互毗连的汽机房、除氧间、锅炉房等几部分厂房组成。

4.2 布置要求

与燃煤发电厂相比，燃油、燃气发电厂因为不需要燃烧制粉系统，所以省去了煤仓间，简化了炉后部分。

就主厂房布置而言，汽机房、除氧间的布置原则与燃煤发电厂是一样的，只是锅炉房布置有些特殊要求，如：

(1) 为了消除爆炸时压力及排除爆炸气体，在锅炉房应当开窗户。其面积不小于最大一侧外墙表面积 的 30%。此时，不允许采用钢丝玻璃和玻璃砖，窗户框用金属或钢筋混凝土制成。

(2) 锅炉房应有自然和机械通风装置，以保证排除可能聚集的可燃气体。

(3) 运转层标高以下各层的地面都要易于冲洗清扫。

5 维护检修

5.1 燃煤、燃油、燃气机组

(1) 汽轮发电机组的检修场地和检修工具放置场所应设置在汽机房的适当位置。

当汽机房运转层采用大平台布置时，每 2 台机组宜设置 1 个位于底层的安装检修场地，其大小可按大件吊装及汽轮机翻缸的需要确定。

当汽轮机采用岛式布置时，对于 200MW 及以下机组，每 2~4 台机组宜设置 1 个位于底层的检修场；对于 300MW 及以上机组，每 2 台机组宜设置 1 个底层检修场。至于安装场地的设置，应根据设备进入汽机房的位置确定，并应尽量与底层检修场合并考虑。

(2) 汽机房内的桥式起重机通常按照考虑下列情况设置：

1) 125~200MW 机组，装机在 4 台及以上时，300MW 及以上机组，装机在 2 台及以上时，可装设 2 台起重量相同的桥式起重机。



2) 桥式起重机的起重量根据检修时起吊的最重件(不包括发电机静子)选择。

3) 桥式起重机的安装标高应按所需起吊设备的起吊高度确定。

(3) 主厂房内各主、辅机应有必要的检修空间、安放场地和运输通道。主厂房底层的纵向通道宜贯穿直通并在其两端设置大门。另外,在汽机房底层中间检修场靠A列柱处,也宜设置大门并与厂区道路相连通。当主变压器在汽机房内检修时,还应满足主变压器运输和吊壳的需要。

在主厂房内还应设置供运行、检修用的横向通道。

(4) 电梯台数和布置方式通常考虑以下情况设置:

1) 对于220t/h锅炉,每4台锅炉可设1台电梯。

2) 对于410t/h~420t/h锅炉,每2台锅炉可设1台电梯。

3) 对于670t/h锅炉,当相邻的2台锅炉相隔较远时,每台锅炉可装设1台电梯;相隔较近时,每2台锅炉可装设1台电梯。

4) 对于1000t/h及以上锅炉,每台锅炉可装设1台电梯。

5) 电梯的形式宜为客货两用式,起重量为1~2t,升降速度不宜小于1m/s;电梯应能在锅炉本体各主要平台层停靠。

6) 电梯宜布置在控制室与锅炉之间靠近炉前的一侧。

(5) 主厂房内除桥式起重机能起吊的设备以外,还应考虑下列要求设置必要的检修起吊设施:

1) 对于起重量为1t及以上的设备、需要检修的管件和阀门,宜设置检修起吊设施。

2) 对于起重量为3t及以上的并经常使用的起吊设备,宜设置电动起吊设施。

3) 对于起重量为10t及以上的起吊设备,应设置电动起吊设施。

4) 主厂房内,在不便设置固定维修平台和固定起吊设施的地方,可设置移动式升降设施。

5) 对于露天布置的设备,可根据周围条件设置移动式

或固定式起吊设施。

(6) 主厂房内应设置必要的起吊孔及相应的起吊设施。在锅炉房内,应有将物件从地面提升至炉顶平台的电动起吊装置和起吊孔,其起重量为1~3t;在煤仓间固定端应有自底层至煤仓层的起吊孔,并设置起吊设施。

## 5.2 燃气轮机机组

(1) 燃机发电厂单轴配置机组的主厂房和多轴配置机组的燃气轮机房、汽轮机房内,应在适当位置设置检修场和放置检修工具的场所。

机组为纵向一直线布置时,每2台(套)机组宜设置1个检修场;机组为平行(横向)布置时,每4台(套)机组宜设置1个检修场。检修场大小可按大件吊装及汽轮机翻缸的需要确定。

(2) 主厂房内应设置桥式起重机,起重设备的起重量宜根据检修时起吊的最重件确定。起重设备的安装标高应按所需起吊设备的最大起吊高度确定。

(3) 主厂房内各主、辅设备应有必要的检修起吊空间、安放场地和运输通道,并有满足发电机抽转子、凝汽器抽管的空间。主厂房设置纵向通道时宜贯穿直通,通道宽度应不小于1.5m,满足设备运输要求,并在厂房两端设置大门。另外,在零米层中间检修场处宜设置大门,并与厂区道路相连通。

(4) 室外布置的燃气轮机及其辅助设备的周围应留有起吊运输设备进出的道路,以及将发电机转子吊出的检修位置,并留有足够检修零部件堆放的场地。

(5) 余热锅炉及其辅助设备应考虑设备检修起吊设施或检修起吊的空间位置,其周边宜方便起吊运输设备通行和检修零部件堆放。

(6) 起重机或移动式起吊设施的起吊能力应满足被检修的最重大件起吊和移动放置的要求。

(7) 主要阀门应方便操作和维修,必要时应设置操作、维修用平台。

# 第8章 运煤系统

## 1 总则

### 1.1 设计任务及范围

火力发电厂运煤系统是发电厂的重要组成部分，担负着发电厂燃煤的接卸、储运、运输和粒度处理等任务。运煤系统一般由主系统、辅助系统和附属系统组成。主系统包括卸煤装置、给煤设备、贮煤设施、筛分破碎装置、运输设备、配煤等设备，由带式输送机按工艺流程顺序依次连接而成。辅助系统是指入厂、入炉煤的计量和取样，除铁、起重等设备，用于发电成本核算、数值分析、安全保护、检修维护等。附属系统包括供电、控制、通信、采暖通风、除尘、清扫、煤场喷淋、消防等系统，用于为主系统和辅助系统提供电源，实现设备远方及就地控制，保护工作环境，防止火灾等。运煤系统的工艺范围同时也是运煤系统的设计范围。一般来说，运煤系统范围仅在厂区之内，不包括电厂围墙之外部分。运煤系统的设计任务是指在设计范围内，即自卸煤装置直至主厂房配煤带式输送机之间的系统、辅助系统和附属系统，以及所有相关装置、设备、设施的计算、选型、工艺布置及安装设计。典型的运煤系统平面布置如图 2.8-1 所示。

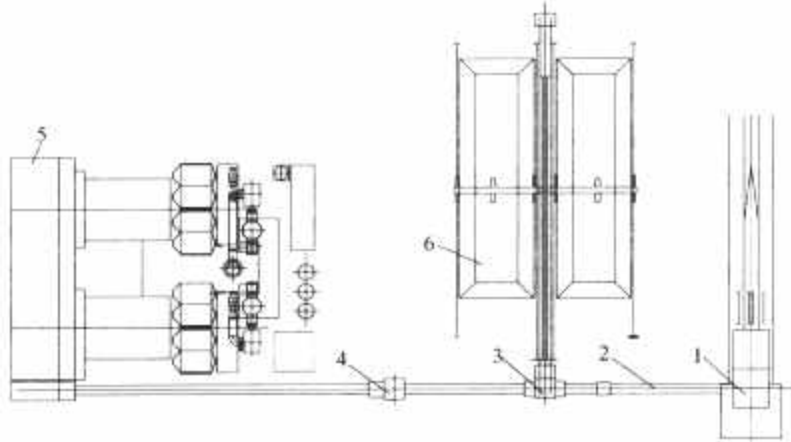


图 2.8-1 典型的运煤系统平面布置  
1—卸煤装置；2—带式输送机；3—转运站；  
4—碎煤机室；5—主厂房；6—贮煤场

### 1.2 主要设计原则

(1) 运煤系统的设计，应力求做到流程合理、布置紧凑、

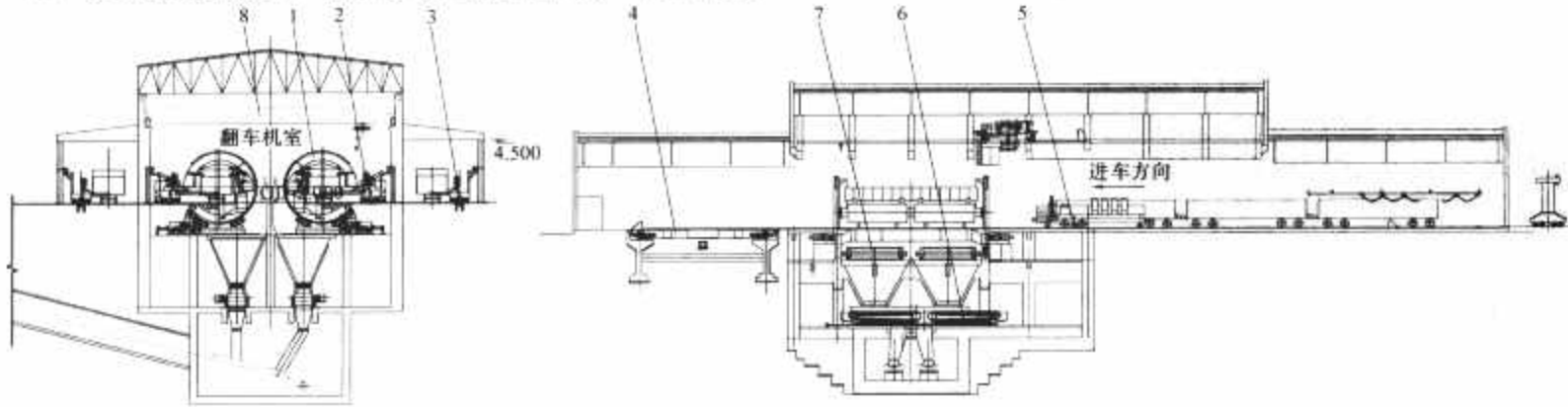


图 2.8-2 C型单车翻车机布置  
1—C型翻车机；2—重车拨车机；3—空车拨车机；4—迁车平台；5—夹轮器；6—双联皮带给煤机；  
7—清算机；8—电动双梁桥式双钩起重机

操作方便，具有较高的机械化、自动化水平和较好的经济性。

(2) 在满足运煤系统功能要求的前提下，应尽可能简化运煤系统和缩短流程，减少转运环节，降低煤流落差。

(3) 运煤系统设计应优先选用按照国家标准和国际标准生产又有运行实绩的优质产品。设备性能应与燃料特性及运行使用条件相适应。

(4) 运煤系统设计应按电厂规划容量，并结合本期规模统筹规划。规划容量和本期建设规模是确定系统近、远结合相互关系的设计依据。

(5) 运煤系统应根据电厂燃煤品种、机组燃煤量、厂外运输方式等因素进行设计。合理确定系统规格及参数，适当考虑系统设置混煤或缓冲设施，正确选择卸煤装置形式及其容量等。

(6) 鉴于运煤系统流程长、占地大、投资可观，投运后应具有良好的运行合理性和经济性，因此在运煤系统设计中应积极慎重地推广国内外先进技术，因地制宜地采用成熟的新技术、新工艺、新布置和新结构。

## 2 卸煤装置

### 2.1 铁路运输卸煤装置

#### 2.1.1 翻车机卸煤装置

根据设计规程，铁路来煤的发电厂，当耗煤量在 250t/h 及以上或发电厂容量在 400MW 及以上时，可考虑翻车机卸煤。翻车机卸煤装置具有卸车效率高、卸车能力大、卸大块煤及冻煤适应能力强、工作环境好、自动化程度高、劳动强度小、卸后车厢余煤少等诸多特点，目前被广泛应用在大中型容量的电厂中，已成为首选的卸煤装置。

##### 2.1.1.1 翻车机形式

翻车机有两种结构形式可供选用，一种是转子式翻车机；另一种是侧倾式翻车机。目前广为采用的是 C 型转子式翻车机。C 型单车翻车机布置如图 2.8-2 所示。

##### 2.1.1.2 系统组成及翻卸能力

翻车机系统由翻车机本体及配套调车设备和铁路站场所组成。翻车机系统的配套设备包括重车拨车机、空车拨车机、迁车平台、夹轮器、止挡器等。铁路站场用来提供调度煤车的必要场地和布置翻车机作业必需的铁路道线。

根据翻卸能力和翻车机台数,可将系统分为单车单台系统、单车双台系统、双车单台系统和双车双台系统。“车”指翻卸对象、“台”指翻车机。

单车单台系统是指1台单车翻车机系统,相应地配置1股重车线、1股空车线、1股机车走行线。单车双台系统是指在同一厂房内并列布置的2台单车单台系统,相应地配置2股重车线、2股空车线、1股机车走行线。双车单台系统是指配备1台双车翻车机的系统,铁路站场布线同单车单台系统。双车双台系统实际上是在同一厂房内并列布置的2台双车翻车机的系统,铁路站场布线同单车双台系统。

根据制造厂编制的翻车机系统作业流程,单车翻车机系统翻卸能力为25节车/h,双车翻车机系统翻卸能力为40节车/h。翻车机的卸车能力,往往受制于煤算堵塞。为了清除堵塞煤算的大块煤或冻煤块,每个受煤斗上方应设置清算设施。

### 2.1.1.3 系统布置形式

翻车机系统的布置形式一般分为折返式布置和贯通式布置。

(1) 折返式布置的重车线和空车线布置在翻车机室重车入口侧,空车流向和重车流向相反,重车线和空车线通过位于翻车机室出口侧的迁车平台相连接。重车线侧布置夹轮器→重车拔车机,翻车机室内布置C型翻车机,出口侧重车线和空车线之间布置迁车平台,空车线侧布置空车拔车机→止挡器。

单车翻车机系统折返式布置要求重车与空车线间距为11m,迁车平台移动行程为11m。重车拔车机与重车线间距为4.7m,空车拔车机与空车线间距为2.8m。夹轮器布置在重车拔车机调车起点处的重车线上,止挡器布置在空车线起点处。

双车翻车机系统折返式布置要求重车与空车线间距为13m,迁车平台移动行程为13m。重车拔车机与重车线间距为5.4m,空车拔车机与空车线间距为4.45m。夹轮器布置在重车拔车机调车起点处的重车线上,止挡器布置在空车线起点处。

(2) 贯通式布置以翻车机室为界,入口侧布置重车线,出口侧布置空车线,重车流向和空车流向相同。重车线侧布置夹轮器→重车拔车机,翻车机室内布置C型翻车机,空车线侧布置空车拔车机→止挡器。贯通式布置的空车拔车机和重车拔车机可同一侧布置。

### 2.1.1.4 翻车机室布置

(1) 单车单台系统的翻车机室跨距为16~18m,长度为24~30m;单车双台系统的翻车机室跨距为27m、长度为24~30m,2台双车翻车机系统以翻车机室中心线为轴对称布置,2台翻车机的重车线间距为11m。折返式布置,重车线和空车线间距为11m。单车翻车机一般配置2个受煤斗,总容量不小于120t。

(2) 双车双台系统的翻车机室跨距为33m,长度为48m。2台双车翻车机系统以翻车机室中心线为轴对称布置,2台双车翻车机的重车线间距为15m,重车和空车线间距为13m。双车翻车机一般配置4~5个受煤斗,总容量不小于240t。

我国南北方的气候差异决定了翻车机室的建筑结构形式。北方地区翻车机及其配套设备均采取室内布置并采暖,进出车辆的大门处设置热风幕,以便保证冬季室温。南方地区的翻车机室一般采用室内布置或只设屋顶或侧面矮墙,两端则全部敞开。配套设备通常采用露天布置。

### 2.1.1.5 翻车机台数选择原则

当电厂耗煤量在250t/h及以上或发电厂容量在400MW及以上时,可考虑翻车机卸煤。耗煤量在350~800t/h或发电厂容量在600MW及以上时,可设置2台单车翻车机。

实际工程中,翻车机的台数应根据正常情况下日净翻卸时间确定。每台翻车机的日净卸车时间通常取为12h。如果电厂燃煤需求量致使翻车机工作时间大于12h则应设置2台翻车机,小于12h可设置1台翻车机。电厂按规划容量考虑只设1台翻车机时,应设置备用卸车设施。

### 2.1.2 缝式煤槽卸煤装置

敞车缝式煤槽卸煤装置采用螺旋卸车机卸煤。自卸式底开车缝式煤槽卸煤装置卸煤时不需任何卸车设备。受煤槽出料采用叶轮给煤机。受煤槽的容量一般按连续接纳三车次卸煤量设计。缝式煤槽卸煤装置对车型具有广泛的适应性,除篷车外的其他敞车均能适应。另外,煤槽的储量可以实现一定时间的缓冲。

当电厂容量不超过600MW或耗煤量不大于350t/h时,可采用敞车卸煤方式。电厂建在矿区并由铁路运输时可采用自卸式底开车卸煤方式。缝式煤槽卸煤装置有效长度应根据卸煤方式、来煤情况、来车条件、调车方式、系统缓冲量等条件综合考虑确定,通常按8~10节车辆长度考虑。铁路轨顶至螺旋卸车机轨顶高度为5.2m,单线卸煤装置的螺旋卸车机轨距为8m。双线卸煤装置的重车线中心距为6.5m,螺旋卸车机轨距为13.5m(或中间立柱时螺旋卸车机轨距为6.7m)。敞车缝式煤槽卸煤装置布置见图2.8-3。

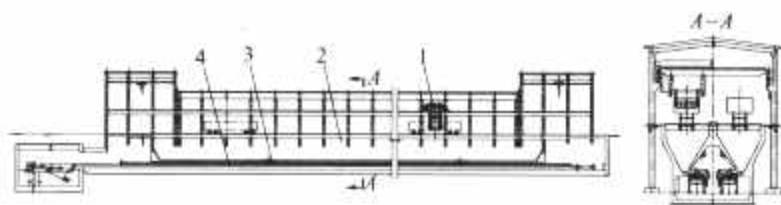


图2.8-3 敞车缝式煤槽卸煤装置布置

1—螺旋卸车机;2—缝式煤槽;3—叶轮给煤机;4—带式输送机

无论单线还是双线,每条卸车线上一一般安装2台螺旋卸车机并同时工作。每台螺旋卸车机正常情况下的综合出力为300~400t/h。北方地区为适应卸冻煤车可采用截齿螺旋卸车机。敞车缝式煤槽卸煤装置多用于中、小容量的发电厂。自卸式底开车缝式煤槽卸煤装置基本上与敞车缝式煤槽卸煤装置相同。区别在于不设任何卸车设备。自卸式底开车卸煤装置卸车效率高,适合耗煤量大、尤其坑口电厂或者距煤源较近的大、中型容量电厂。缝式煤槽卸煤装置出料口通常设计成单侧拔料式,采用单侧叶轮给煤机。每侧煤槽配置一般配置2台叶轮给煤机并同时运行,拔料出力应与带式输送机的出力相匹配。通常每台叶轮给煤机的最大出力可按带式输送机额定出力约0.6倍配置。自卸式底开车缝式煤槽卸煤装置布置见图2.8-4。

## 2.2 水路运输卸煤

水路运输采用散货船或自卸船。电厂需设置码头,即港池、泊位、卸船设备、带式输送机、辅助设施或接卸设施等设备。水运卸煤码头布置见图2.8-5。

### 2.2.1 船型及相关设备选择

散货船:可分为不带动力和自带动力两种船型。前者如驳船,自身不带动力,一般吨位较小,依靠拖轮在内河、湖泊上近距离运输,适合中、小型容量的电厂燃煤运输。自带动力的散货船目前国内以3.5万t级为主力船型,另有少量的5万t级船参与运营,适合燃煤量较大的大型电厂远距离海运。



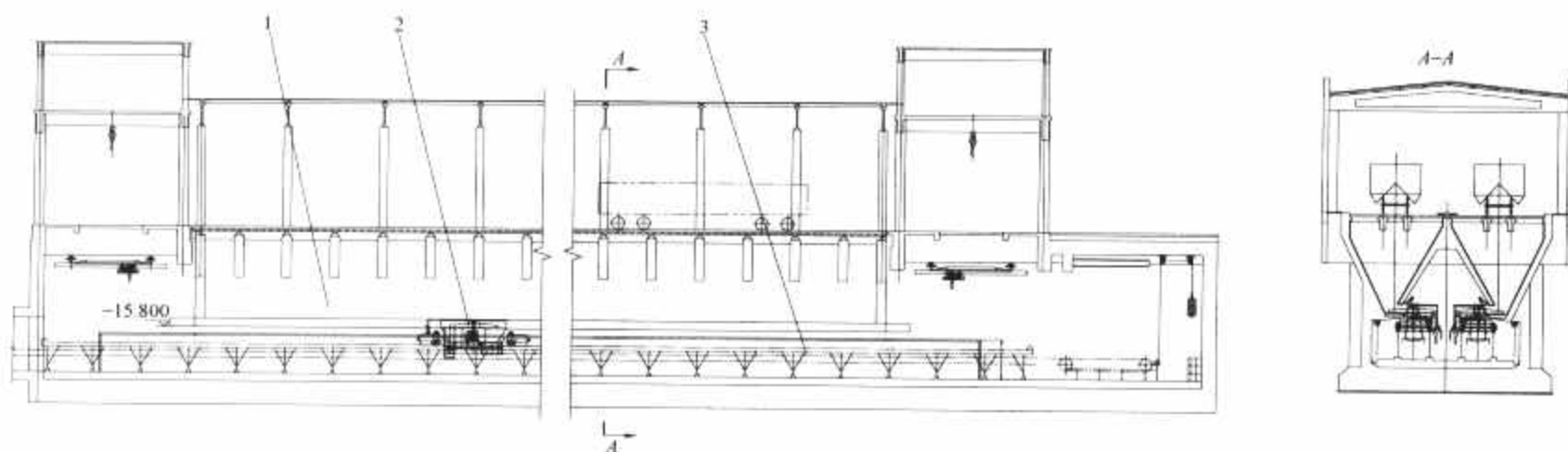


图 2.8-4 自卸式底开车缝式煤槽卸煤装置布置

1—缝式煤槽；2—叶轮给煤机；3—带式输送机

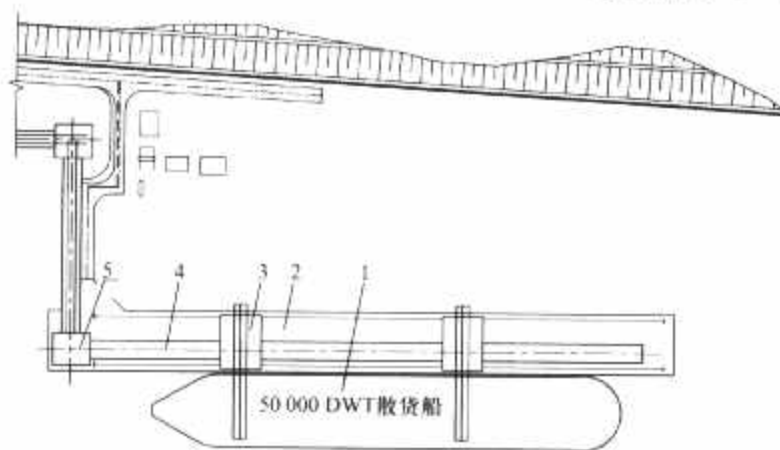


图 2.8-5 水运卸煤码头布置

1—货船；2—泊位；3—卸船机；4—输出带式输送机；5—转运站

卸船机：卸船机台数和总额定出力应根据与交通部门商定的煤船吨位及卸船时间确定。通常，卸船机台数不应少于2台。卸船机可选用固定式抓斗卸船机，移动式桥式抓斗卸船机，连续卸船机。

(1) 固定式抓斗卸船机适用于水位变化较小、船型不大的场合，因其出力小、吊幅小，所以卸船机安装数量多。卸船时需多次移动船体弥补卸船机吊幅的不足。固定式抓斗卸船机一般适用于小容量电厂的内河码头。

(2) 移动式桥式抓斗卸船机适用于大型船舶，因其出力大、吊幅大，尤其适应运载含有杂物和大块煤的船舶。因此，该卸船机是大型船舶首选的卸船机械。本设备整个抓卸过程为敞开式，因此煤尘飞扬将对周边环境产生一定影响。

(3) 连续卸船机品种较多，其中链斗卸船机和悬链式链斗卸船机适合于电厂。

链斗卸船机：属移动式卸船机。本机最大特点为卸料连续、工作平稳、效率高，尤其清舱阶段的平均卸船效率可达额定生产率的0.55~0.6，物料输送路径基本上是封闭结构，粉尘不外逸环保性能好。本机对大块煤和杂物的适应性比抓斗式卸船机差。

悬链式链斗卸船机：属固定式卸船机，用于内河驳船的接卸。本机最大特点是卸船过程中同时完成清舱作业，剩余量仅为1%~3%。但卸船机需通过移船系统拖动驳船完成整船卸煤。

### 2.2.2 自卸船

自卸船船型较多、出力差别大。华能大连、营口、丹东电厂使用2.7万t级自卸船运输。该船载重25000t，卸船出力为3600t/h。自卸船的码头设施相对简单，只设置泊位、移动式钢制接卸煤斗及带式输送机。自卸船效率高、出力

大、运行稳定，码头设施简单。但对大块煤和杂物适应能力差。自卸船属于专用船，只能单程运输。为了尽量控制空载航程，应根据载货量规定合理航距，当载货量为1~2万t时，航距应在218n mile之内，2.5万t时应在490n mile之内，3万t时应在625n mile之内。

### 2.3 公路运输卸煤

电厂燃煤可部分采用或全部采用汽车运输方式。当电厂使用分散的多煤源、铁路运输不便或公路运距不超过30km，时可采用汽车运输方式。当部分采用汽车运输方式作为大型电厂辅助运煤手段时，运距可适当放大但不宜超过100km。汽车运输方式可采用不同载重量的载重汽车和自卸汽车。电厂应优先利用社会运力，即与当地运输公司或煤矿签订运煤承包合同，保证电厂的燃煤量需求。电厂不宜自备运煤汽车。汽车运输可按两班制运行考虑，日运行小时数可取10~12h。汽车载重量可根据公路条件确定，电厂修建的运煤专用公路可采用大型载重车，当地公路或电厂修建的简易公路可采用小吨位汽车。自卸汽车卸车效率高，受煤站简单，是汽车运输方式的首选车型。自卸汽车缝式煤槽卸煤装置布置见图2.8-6。

汽车运输受煤站接卸规模应根据全年汽车运输量确定，年汽车运输量为300kt及以下时，受煤站可与煤场合并布置；年汽车运输量为300~600kt时，受煤站可采用多个受煤斗串联布置或浅缝式煤槽方式；年汽车运输量为600kt及以上时，受煤站可采用缝式煤槽卸煤装置。运输以载重汽车为主时，受煤站应设置相适应的汽车卸车机。缝式煤槽卸车位与年汽车运输量和每个车位年卸煤能力有关。采用载重汽车运输时，每个车位年卸煤能力应不小于100kt；采用自卸汽车运输时，每个车位年卸煤能力应不小于150kt。

### 2.4 坑口电厂带式输送机运输

坑口电厂和煤矿之间运距不超过4km时，可采用带式输送机将煤直接运进电厂。电厂和煤矿生产方式、输送机系统运行方式的不同，会造成电厂和煤矿之间的运行矛盾。例如，煤矿具有不能集中、满出力、稳定运行的生产特征，因而无法满足电厂在1个运转班次中集中、连续、满出力、稳定运行的要求，为此应在煤矿、电厂衔接处设置筒仓等缓冲设施，一般情况下缓冲量可按电厂1天的燃煤量考虑。带式输送机系统选用单路或双路应根据带式输送机长度、厂内是否设置贮煤场、贮煤场容量、运行班制、输送机停机检修最大时间等因素综合考虑确定。

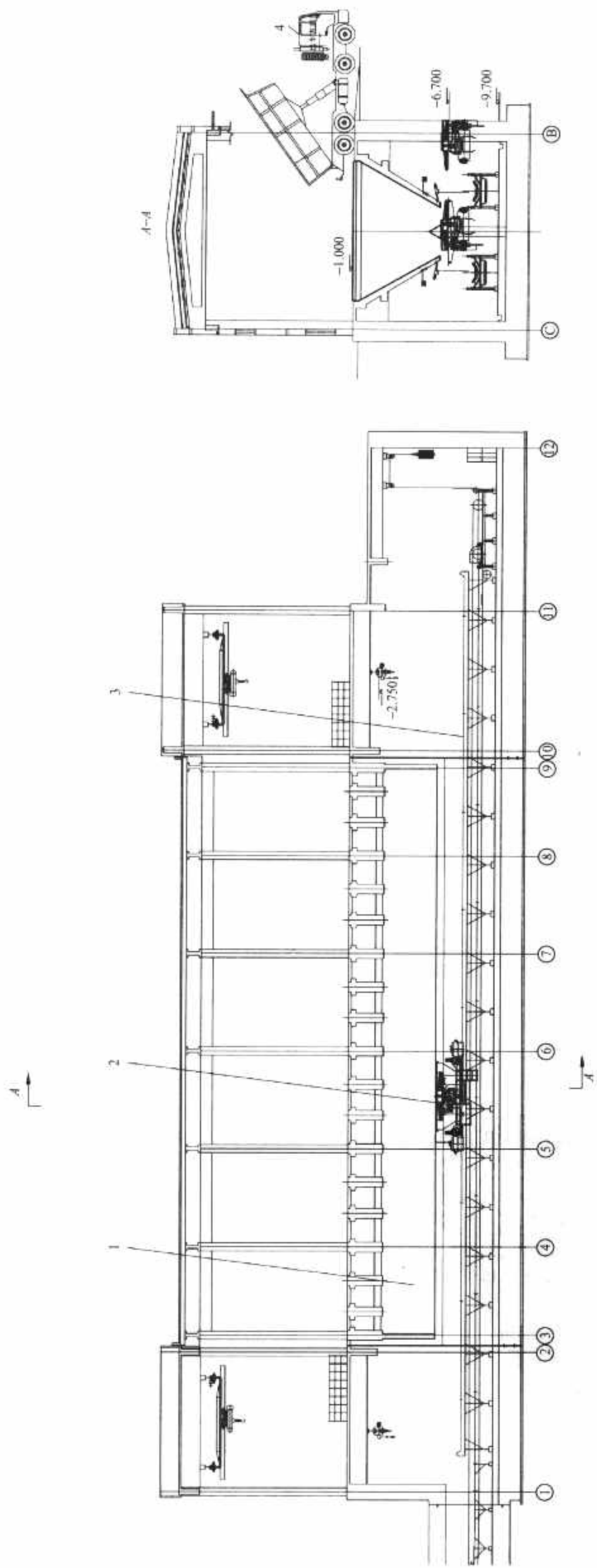


图 2.8-6 自卸汽车缝式煤槽卸煤装置布置  
1—自卸汽车缝式煤槽卸煤装置；2—叶轮给煤机；3—输出带式输送机；4—自卸汽车

### 3 贮煤设施

贮煤设施包括贮煤场、煤场设备、煤场辅助设备及煤场备用等设施。筒仓也属于一种贮煤设施。贮煤场容量和贮煤设施应根据运输方式和运距、机组单机容量、台数、煤种及煤质、气象条件、外部运输受阻可能的最大连续中断天数等因素确定。经过国家铁路干线或水路来煤的电厂，贮煤场的容量应不小于全厂的 15 天的耗煤量；单机容量 300MW 及以上机组或 200MW 及以上供热机组，宜为全厂 20 天的耗煤量。无防止自燃措施的褐煤贮煤场，容量不宜大于全厂 10 天耗煤量，最大不超过全厂 15 天的耗煤量。公路运输或带式输送机运输的电厂，贮煤场容量应不小于全厂 5 天的耗煤量；在确保供煤和稳发满发的条件下，经过专题论证认为合理时，也可不设贮煤场。以汽车运输为唯一来煤方式的电厂，贮煤场容量还应大于汽车运输可能的最大连续中断天数的耗煤量。多雨地区需设置干煤棚时，其容量应不小于 3 天的耗煤量。煤场设备堆煤能力应满足卸煤装置输出能力的要求，取煤能力应与进入锅炉房的上煤系统出力一致，不宜设备用。当初期采用 1 台堆取料机作为大型电厂煤场设备时，应有出力不小于全厂锅炉最大连续蒸发量总耗煤量的备用设施。没有条件或不允许建设露天煤场时可选用筒仓作为全厂贮煤设施，其总容量不宜超过全厂 7 天的耗煤量。筒仓作为

系统缓冲设施时，容量宜为全厂 1 天的耗煤量。贮煤场应设置防止自燃和保护环境的措施，如设置煤场喷淋、防尘抑尘墙等。

#### 3.1 露天、封闭贮煤场及煤场设备

##### 3.1.1 露天贮煤场及煤场设备

电厂贮煤场一般为露天布置，常用的设备为悬臂式斗轮堆取料机或门式滚轮堆取料机。

单台悬臂式斗轮堆取料机的煤场为轨道两侧相互对称的 2 个条形煤场。2 台悬臂式斗轮堆取料机平行布置时煤场为 3 个条形煤场，中间煤场为 2 台悬臂式斗轮堆取料机的公用煤场。悬臂式斗轮堆取料机条形煤场横断面布置见图 2.8-7。

门式滚轮堆取料机的煤场为设备轨道内侧布置的一个条形煤场。2 台门式滚轮堆取料机平行布置时煤场带式输送机及设备尾车布置在 2 个煤场的中间。以上两种设备的共同特点是堆取作业连续、效率高、耗能低，但堆取料作业不能同时进行。悬臂式斗轮堆取料机贮煤量大，但是堆煤不规则，需要推煤机等辅助设备配合作业。门式滚轮堆取料机堆取煤规则，自取率高达 90% 以上，不需推煤机等辅助设备配合作业，但比悬臂式斗轮堆取料机堆煤量少。设备尾车根据不同的工艺要求分为折返式或贯通式。门式滚轮堆取料机条形煤场横断面布置见图 2.8-8。

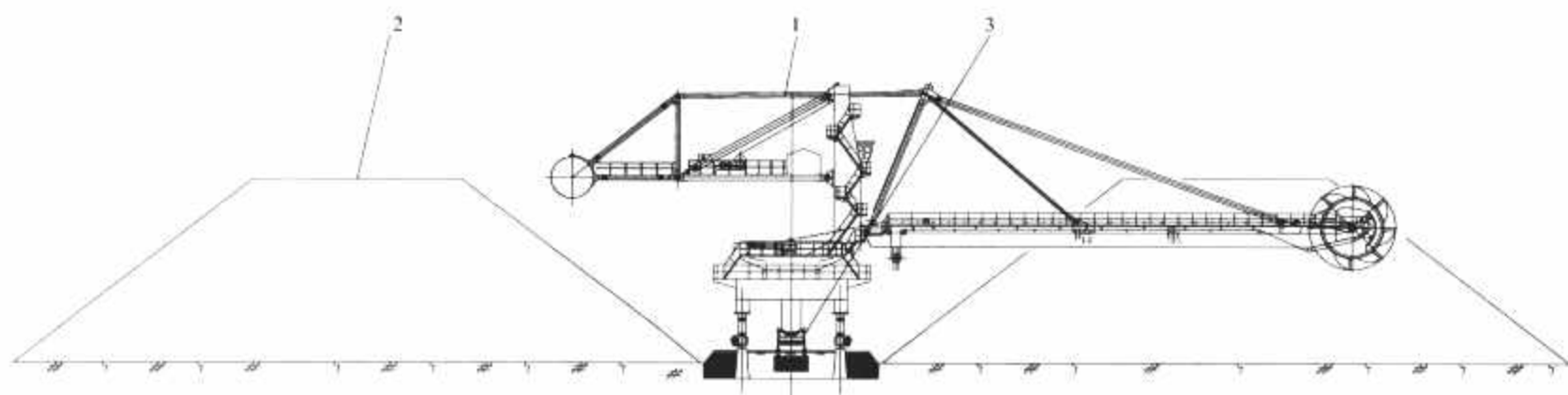


图 2.8-7 悬臂式斗轮堆取料机条形煤场横断面布置

1—悬臂式斗轮堆取料机；2—条形煤场；3—带式输送机

##### 3.1.2 封闭贮煤场及煤场设备

封闭贮煤场的煤堆及煤场设备全部布置在室内。到目前为止，封闭煤场大部分为圆形，其底盘形状为圆形，上部为半球形。煤场设备是以圆心作为绕定点的回转堆取料机，堆料及取料均按圆周进行。本设备最大特点是堆取机构为分开式，因此堆取作业互不干扰可同时进行。

封闭结构由两部分组成，即底部圆柱状筒体和上部球形网架屋顶。圆柱状筒体可作为煤场挡煤墙和支撑球形网架屋顶的基础，同时作为回转机架一端的轨道基础。筒体直径和高度决定了煤场贮煤量。绕定点回转堆、取料机的回转角度可取  $240^\circ$  或  $360^\circ$ ，取决于进入煤场的带式输送机栈桥倾斜角度。当栈桥水平进入并高于堆、取料机时，回转角度可取  $360^\circ$ 。当栈桥倾斜进入、局部低于堆、取料机时，回转角度应取  $240^\circ$ 。圆形封闭煤场布置见图 2.8-9。

#### 3.2 筒仓

##### 3.2.1 筒仓使用条件及容量选择

筒仓具有系统缓冲、混煤、替代露天贮煤场等三大作用。当筒仓仅用于系统缓冲时，可与单台煤场机械相匹配，成为煤场机械的备用设施，容量宜为全厂 1 天耗煤量。当筒仓仅用于混煤时，单座筒仓容量宜为全厂耗煤量最大的煤种

一个运行班的耗煤量。当筒仓替代露天贮煤场时，筒仓总容量不宜超过全厂 7 天耗煤量。采用翻车机卸煤的电厂，当煤场只设 1 台堆取料设备时，系统中一般设筒仓作为缓冲，以便减少煤场机械的动用率。对多煤种按比例混烧的电厂，可建设容纳不同煤种的筒仓，在其出口完成混煤作业。筒仓替代露天贮煤场适用于环保要求严格的地区，如旅游区或城区建设的电厂。

##### 3.2.2 配煤、排料及系统连接

筒仓配煤可采用犁煤器或绕定点回转皮带机。直径 22m 及以下的筒仓可采用犁煤器；直径大于 22m 的筒仓最好采用绕定点回转皮带机配煤。筒仓贮煤主要是利用其高度，因此仓底将承受较大的煤柱压力，从而会造成底部煤层密实引起煤流困难。运行实践证明，采用环式给煤机排料，因其出料口直径大，切煤流靠筒壁整体流动，故排料顺畅、无堵煤或起拱现象。GK 振动给煤机集活化物料和给料两大功能于一体，近年来在筒仓排料中获得了广泛认可。该设备出力可实现无级调整。筒仓排料与运行方式关系密切，避免筒仓长时间停运。

##### 3.2.3 安全保护措施

筒仓功能和储存煤种是决定安全设施设置标准的两个要素。当筒仓用于替代煤场并储存易自燃的高挥发分煤种



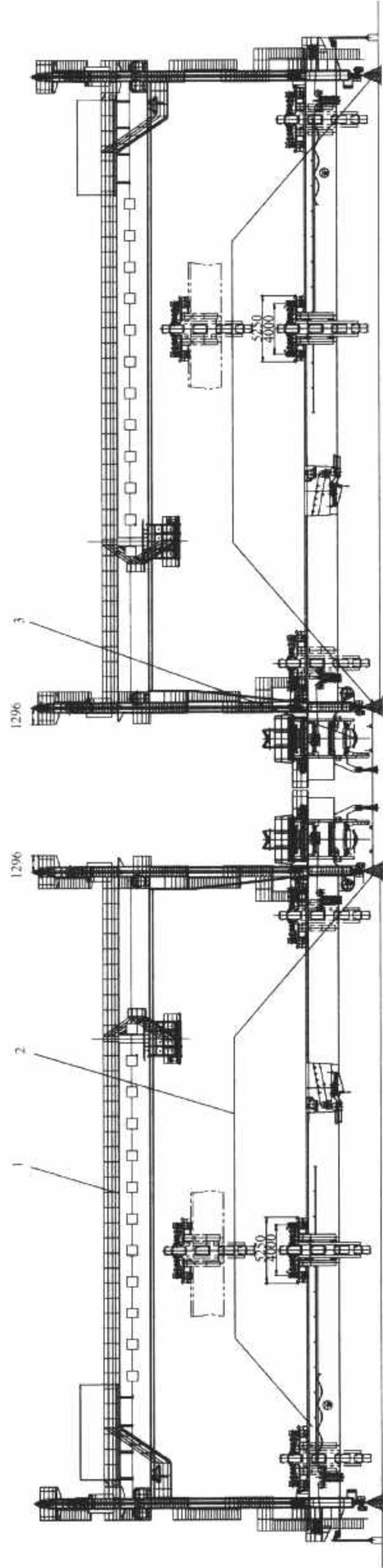


图 2.8-8 门式滚轮堆取料机条形煤场横断面布置  
1—门式滚轮堆取料机；2—条形煤场；3—带式输送机

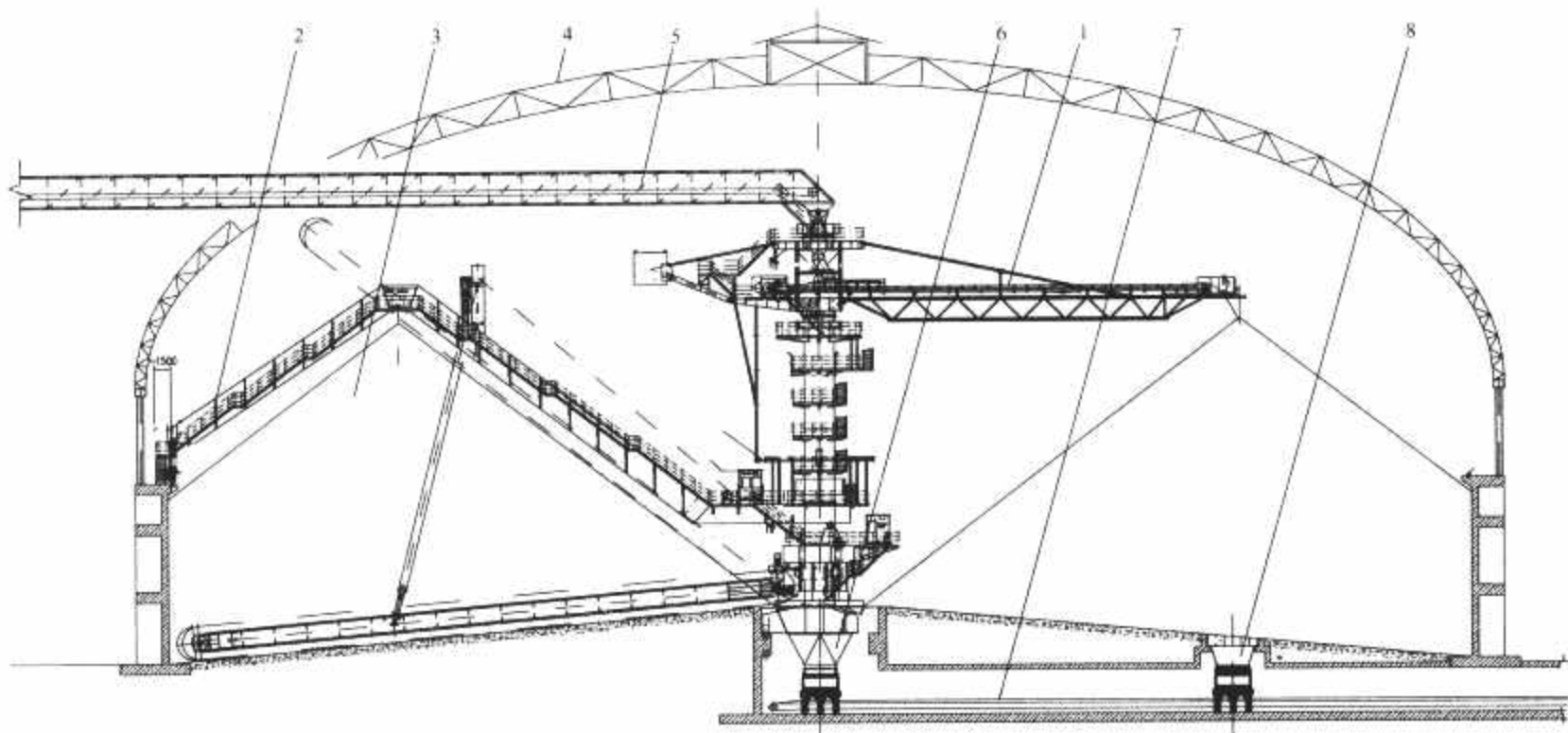


图 2.8-9 圆形封闭煤场布置

1—绕定点回转堆料机；2—绕定点回转取料机；3—煤堆；4—球形网架；5—输入输送机；  
6—受煤斗；7—输出输送机；8—备用地下煤斗

时，应设置安全保护设施；当筒仓用于缓冲或混煤时，因其仅存全厂1天的燃煤量，即使对易自燃的高挥发分煤种也可只设防爆门、排风机和助流装置。筒仓安全保护和检测环节的设置目前尚无规可循。根据运行中已发生的自燃、爆炸、堵煤及起拱等故障的教训，对替代贮煤场及储存易自燃的高挥发分煤种的筒仓，设计中至少应采取的措施有：仓内应布置高、中、低位温度传感器；仓内应布置烟气检测装置；仓

内应布置甲烷（ $\text{CH}_4$ ）、一氧化碳（ $\text{CO}$ ）和粉尘的在线浓度检测仪；在仓顶或靠近仓顶的侧壁上配套安装排风机；仓顶或靠近仓顶的侧壁上应安装防爆门；筒仓下部锥形斗壁上应安装空气炮管网助流装置；筒仓下部锥形斗壁内侧衬砌耐磨并光滑的铸石板；筒仓应设计一套完整的惰性气体发生和注仓系统（氮气或烟气）。筒仓布置见图 2.8-10。

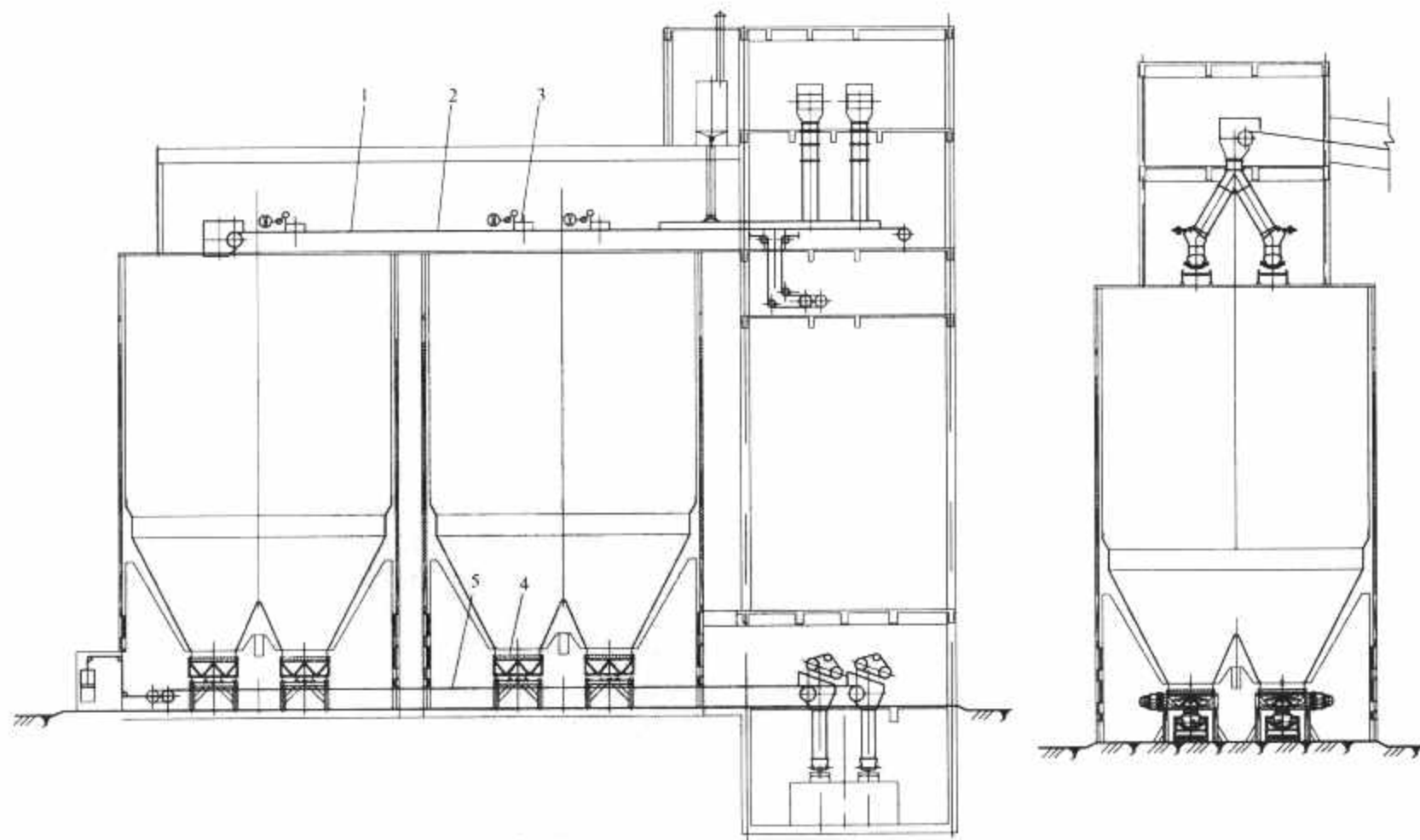


图 2.8-10 筒仓布置

1—输入输送机；2—配煤输送机；3—犁煤器；4—活化给煤机；5—输出输送机

## 4 筛分破碎设备

筛分破碎设备安装于碎煤机室内,碎煤机室一般布置在贮煤场转运站和主厂房之间,每路带式输送机配制1套设备。筛分破碎设备选型应根据锅炉形式确定。对配备制粉系统的煤粉炉,运煤系统设置一级筛碎设备即能满足粒度小于等于30mm的要求。对不配备制粉系统的CFB(循环流化床)锅炉,燃煤经过运煤系统筛碎后直接入炉燃烧,因此要求煤的粒度小于等于10mm。原煤进厂粒度一般小于等于300mm,系统中必须设置两级破碎即初碎和细碎装置才能满足要求。两级破碎设备可以布置在1座或2座碎煤机室内。

### 4.1 筛分设备

筛分机选型应考虑物料通过能力和筛分效率。煤的颗粒组成、表面水分、筛分机特性、筛孔尺寸、筛面倾斜角、物料在筛面上的覆盖率、厚度等是影响筛分机通过能力和效率的主要因素。筛分机通过能力不应小于运煤系统的额定出力。滚轴筛和振动筛的筛分效率可按70%考虑。

### 4.2 破碎设备

破碎机选型应考虑原煤的适应性、运行可靠、防堵、低噪声、风量可调、易损件寿命等因素。环式碎煤机对煤种适应性强、破碎效率高、节能、检修方便,是目前工程中被广为采用的设备。破碎机入料粒度一般控制在400mm以内,出料粒度控制在30mm以内。当破碎机前无筛分机、运行条件较好时,碎煤机额定出力不应小于运煤系统的额定出力。当运行条件较差时,碎煤机额定出力不应小于运煤系统额定出力的1.1~1.2倍。破碎机前设置变倾角滚轴筛分机,效率按70%考虑,此时破碎机额定出力不应低于运煤系统额定出力的0.5~0.7倍。循环流化床锅炉系统的细碎机通常选用可逆锤击式,进料粒度控制在50mm以内,出料粒度控制在10mm以内。

## 5 带式输送机

### 5.1 普通带式输送机

电厂运煤系统使用普通带式输送机,宽度在500~2000mm之间,带速在3.5m/s及以下。胶带材质可选用织物芯和钢丝绳芯两种形式。根据设计规程规定,进入锅炉房的运煤带式输送机应采用双路系统,并具备双路同时运行的条件。每路输送机的出力不应小于全厂锅炉最大连续蒸发量时总耗煤量的150%。寒冷或风沙地区应采用封闭栈桥,其他地区可采用露天布置或轻型封闭或半封闭栈桥。栈桥上行倾角宜采用16°(寒冷地区露天布置为14°),当布置受限时不应大于18°。栈桥下行倾角不应大于12°。输送机的驱动装置一般布置在头部,拉紧装置一般布置在输送机回程段的中部或尾部。原煤仓配煤输送机的拉紧装置,无论是垂直拉紧或是车式拉紧装置均配置大质量拉紧重锤。为了防止意外断带时重锤垂落砸坏楼板,可采用液压拉紧装置,通过垂直拉紧改为水平拉紧方法,避免重锤垂落对楼板的冲击。

#### 5.1.1 带式输送机的设计计算

带式输送机应根据输送能力、物料特性、卸料方式、卸料装置形式、给料点数量和位置、输送机布置形式和尺寸、电源电压等级、工作环境等因素按照GB/T 17119—1997《连续搬运设备 带承载托辊的带式输送机 运行功率和张力

的计算》进行设计计算。带式输送机的部件规格可参照DT II(A)型和运煤部件典型设计。对长的可逆式带式输送机,应按工作最繁重的工况进行设计和计算。

#### 5.1.2 主要参数的确定

带式输送机的设计和计算应确定带速、带宽、托辊直径、托辊槽角、传动滚筒圆周驱动力、输送带张力等参数。带式输送机的最大输送能力可按式(2.8-1)计算,即

$$I_m = S v K \rho \quad (2.8-1)$$

式中:  $I_m$  为带式输送机的输送能力, kg/s;  $S$  为物料的最大截面积,  $m^2$ ;  $v$  为带速, m/s;  $K$  为倾角输送机面积折减系数;  $\rho$  为物料的松散密度,  $kg/m^3$ 。

### 5.2 特殊带式输送机

#### 5.2.1 波状挡边带式输送机

波状挡边带式输送机是专为大倾角输送物料要求设计的,其倾角可突破规程值,最大可达90°,多用于老厂技术改造工程。该机的输送能力与布置倾角及物料粒度有关,布置倾角和物料粒度越大,输送能力越小。波状挡边带式输送机布置要求在尾部受料区和头部卸料区设置水平段,中间段可按18°~90°倾角布置(Z形布置),回程段为平板式。承载段的纵向边缘两侧为波状挡边,横向有隔板。输送机的部件除工作面清扫器和导料槽与普通带式输送机不同以外,其他均可通用。工作面清扫器采用无动力振动轮、电动振动装置和振动式清扫装置。导料槽不能与带面紧贴安装,应高出隔板。

#### 5.2.2 管状带式输送机

管状带式输送机工作时输送带卷成管状,将物料包于管内成密闭状态输送。输送机的部件除了上下托辊组特殊外,其他均可与普通带式输送机部件通用。托辊组由多个托辊组成,通过逐步改变托辊内倾角度完成卷管动作。受料和卸料段通过头部传动滚筒和尾部改向滚筒可将管状逐步展成平面。管状带式输送机宜露天布置,一般用于厂外运煤系统长距离、地形条件复杂的输送。该机具有输送物料不污染环境,风雨也不影响物料的特点。此外,输送带不存在跑偏、平面可转角、空间倾角可达30°也是该机独具的特色。研制部门给出的环境最低适应温度为-30℃,故严寒地区应慎用。本机在个别电厂的个别场合小段落使用,运行实绩尚待总结。

### 5.3 带式输送机检测、保护装置

带式输送机应配置检测、保护装置。装置由速度检测器、堵塞检测器、料流检测器、纵向撕裂检测器、断带保护装置、跑偏开关、拉绳开关等构成。

速度检测器通过检测运行速度判断带式输送机的打滑程度,安装在回程段;堵塞检测器用于检测落煤管堵塞,堵塞时发出报警信号并自动启动消除堵塞,安装在不受物料冲击的落煤管侧壁上;料流检测器定性检测带式输送机的载流量,安装在输送带的承载段;纵向撕裂检测器用于检测带式输送机纵向撕裂,安装在输送机尾部受料点下部,当发生纵向撕裂时发出信号报警并停机。断带保护装置安装在输送机倾斜机架上。断带时发出信号,捕捉器立即夹住输送带承载段,输送带立刻制动。跑偏开关用于检测输送机实际运行中的胶带偏移状态。跑偏开关设有报警、强行停机两级信号。跑偏开关安装于输送机的头、中、尾部的承载段。拉绳开关用于现场巡视人员紧急处理事故。多个拉绳开关成对安装在输送机两侧,间距约为40m。



## 6 给煤设备及配煤设备

### 6.1 给煤设备

给煤设备用于仓、斗、槽、沟等贮煤装置中,煤定量卸至带式输送机上。给煤设备可分为固定式和移动式,前者用于仓、斗,后者用于沟、槽。振动给煤机适用于贮煤场的地下煤斗、筒仓、翻车机煤斗。活化给煤机适用于筒仓、翻车机煤斗、煤堆下的地下煤斗。环式给煤机是圆形筒仓的专用卸料设备。皮带给煤机适用范围较广,应用较多的场合是翻车机煤斗。叶轮给煤机适用于缝式煤槽,属于移动式给煤设备。给煤设备出力应该可调。

### 6.2 配煤设备

配煤设备用于将系统来煤卸入锅炉原煤仓或筒仓内。电厂可供选用的配煤设备有电动犁式卸料器、滚筒卸料车等。配煤设备是运煤系统的终端环节,配料能力应与运煤系统出力相匹配。电动犁式卸料器属于多数量安装的、固定式装置。卸料器安装于煤仓间水平带式输送机中部及与每个原煤斗或筒仓相对应的位置。滚筒卸料车属于移动式配煤装置。

## 7 辅助设备和设施

### 7.1 入厂、入炉煤计量

入厂煤计量用于计量入厂煤量,作为与供货商财务结算的依据。铁路来煤可在进厂铁路线或翻车机室前安装轨道衡;水路来煤可在码头系统进厂带式输送机上安装电子皮带秤;公路来煤可在厂区内适当地方设置汽车衡。入炉煤的计量一般设有两级,第一级设在由煤场进入主厂房的带式输送机上,一般采用电子皮带秤,用于计量进入主厂房原煤仓的燃煤量;第二级设在每个原煤仓下部,一般采用带有计量功能的给煤机,以计量进入每台锅炉的燃煤量。

### 7.2 除铁器

除铁器用于将磁性铁件与煤分离,防止损坏碎煤机、磨煤机或划破带式输送机。除铁器安装级数,应根据锅炉制粉系统磨煤机形式确定。当采用钢球磨煤机时,碎煤机前系统中应装设两级除铁器。当采用中速磨煤机或高速磨煤机时,碎煤机后系统中也应装设一级或两级除铁器。此外,还应在煤场带式输送机出口再装设一级除铁器。

### 7.3 采制样装置

采制样装置用于入厂煤和入炉煤采样,为分析燃煤品质提供煤样。火车来煤可采用地面轨道式机械煤采制样装置;水路来煤时,可在码头岸边带式输送机上设置入厂煤采制样装置;汽车来煤可采用汽车采制样装置。入炉煤可采用机械采制样装置,一般设置在碎煤机之后的输送机上。

### 7.4 起重设备

起重设备安装于转运站、碎煤机室、翻车机室、筒仓、缝式煤槽等建、构筑物内,用于设备检修的起吊运输。起重

设备选型应考虑起吊重量、起吊高度、起吊覆盖面等因素。起吊重量在3t及以下,使用不频繁时,可采用手动移动起吊设备;使用频繁,起重重量超过3t及以上时,宜采用电动单梁悬挂起重设备或电动葫芦。翻车机室可采用配备主、副钩的电动双梁20/5t桥式起重机。碎煤机室可选用电动单梁桥式起重机或移动式电动葫芦。

### 7.5 石灰石系统

石灰石系统用于烟气脱硫或CFB(循环流化床)锅炉床料石灰石的运输和供给。进厂石灰石状态决定系统选型。对罐车进厂的石灰石粉成品,只需用车载气泵将成品粉打入粉仓即可。对进厂的散装石灰石块料,应设置一整套石灰石卸、贮、碎、运系统。厂区内布置地下受料斗,接卸汽运的颗粒小于20mm的物料。物料经受料斗出口给料机排卸到输送机输送至石灰石仓内。石灰石仓内的物料还要进一步破碎成325目(用于烟气脱硫)或1mm(用于CFB)以下,再送入石灰石粉仓。

### 7.6 清扫系统

#### 7.6.1 水冲洗系统

系统由沉淀池、清水泵、冲洗水泵、冲洗管网、集水坑、排水管网所组成。冲洗水循环使用,损失部分由工业水或中水补充,冲洗后的水再进入沉淀池循环。沉淀池设置两个,一个工作,另一个沉淀,两个池交替运行。沉淀池上部一般设置抓斗等设备,定期将沉淀的煤泥抓起用运输设备运至煤场。沉淀池内沉淀过的清水用清水泵打入冲洗水泵房内的冲洗水池。冲洗管网的母管布置在栈桥和运煤系统建筑物的各楼层,通过支管→胶皮管→喷水枪,人工进行地面、墙面的冲洗作业。地面、墙面冲洗后水集结于集水坑内,用泥浆泵打入排水管网进入沉淀池。

#### 7.6.2 真空清扫系统

系统由高真空发生器、吸尘管网、吸尘头组成。高真空发生器可选用固定或移动设备。安装在厂房外侧的高真空泵属于固定式发生器,与吸尘管网直接连接。吸尘管网安装在运煤系统栈桥和建筑物内,管网上设置多个支管用于连接带吸尘头的胶皮管,由人工进行吸尘作业。通过吸尘管网吸纳的煤尘集中排放至厂房外地面,以便铲车清运。

高真空吸尘汽车属于移动式发生器。吸尘管网在建筑物内的布置与固定式发生器基本相同,但需在建筑物外侧墙面上设置可与吸尘汽车活接头连接的管头。煤尘被吸入汽车粉尘仓内,直接运到煤场排出。

## 8 运煤系统控制要求

运煤系统应采用集中、程序控制;运煤系统单独设置控制室时,其位置应设在便于联系运煤系统的中心地带,并应避免振动较大的场合。运煤控制纳入全厂辅助系统控制时,可在电厂集控室内进行控制;运煤系统中上、下游设备之间应设有自动联锁和信号装置;运煤系统应就地设置检测、操作、保护装置及相应的传感元件;运煤系统可设工业电视监视系统;运煤系统控制硬件可选用PLC可编程序控制器。控制系统可采用远程I/O方式(子站方式)、分布式I/O方式(总线方式)、网络化I/O方式(网络方式),具体工程中应经过技术经济比较确定。

## 第9章 水工设施及系统

火力发电厂用水量大,水的问题往往成为建设、发展电力工业的制约因素之一,在缺水地区,以水定厂、以水定发电厂规模已非常普遍,由于水工设施与外部自然条件关系密切,水工设计与发电厂机组容量、装机规模、系统选择、工程的投资等密切相关。因此,水工各系统的合理选择在发电厂设计中承担着极其重要的位置。

水工设计的主要内容是为主辅机系统提供冷却水,其次是补给水系统、原水处理系统、生产和生活给排水系统、消防系统等。

### 1 水源、水量及水质

#### 1.1 水源种类

火力发电厂的水源主要可采用海水、地表水、地下水(含煤矿疏干水)、再生水等。

##### 1.1.1 地表水

地表水是指分别存在于江、河、湖泊、水库、沼泽、冰川等中的水。

##### 1.1.2 地下水(含煤矿疏干水)

地下水是指埋藏于地面以下岩土孔隙、裂隙、溶隙饱和层中的水。根据国家产业政策,一般情况不允许新开采使用地下水。

煤矿疏干水是指为满足矿坑、矿井采矿需要,采用开采疏干、地表疏干、联合疏干等排水形式排出的水。由于在开采煤矿过程中渗透出的地下水属于废水再利用,因此鼓励使用煤矿疏干水。

##### 1.1.3 再生水

再生水系指污水经适当处理后,达到一定的水质指标,满足某种使用要求,可以进行有益使用的水。目前,再生水的水源主要是城市污水处理厂二级处理后的出水,其水质可参照二级处理出水的标准。

### 1.2 发电厂各系统水量及水质要求

火力发电厂用水量主要取决于发电厂机组类型和容量、冷却方式、除灰渣系统等因素。发电厂机组的选择主要针对采用燃煤、燃气轮机联合循环等机组类型而言。工业冷却水系统主要是根据建设条件,对采用直流冷却水、循环冷却水、空气冷却等方式进行选择。除灰渣系统主要是对水力或干式除灰渣方式的选择。

根据发电厂各生产工艺系统对用水水质等的要求,一般可将用水系统分为冷却水系统、工业水系统、生活水系统、服务水系统等几大类。

#### 1.2.1 冷却水系统

冷却水系统主要为凝汽器和各辅机设备提供冷却水,其耗水量占企业全部耗水量的70%以上,对水质要求是不使所需要冷却的热交换器管腐蚀、结垢。当采用直流供水系统时,水质要求相对较低,只要除去水中杂物、水草即可,如水中含砂量较大,且砂粒较粗、较硬时,宜对冷却用水进行沉砂处理。当采用循环供水系统时,补给水中悬浮物含量超

过50~100mg/L时需进行沉淀、澄清处理,经处理后的地表水的悬浮物含量不宜超过20mg/L。

循环供水系统的用水量是根据机组参数及当地气象条件决定的,它直接关系到发电厂用水量的大小,其消耗掉的水量包括冷却塔的蒸发损失、风吹损失及系统排污损失等。

##### 1.2.1.1 冷却塔的蒸发损失

发电厂蒸发损失是根据DL/T 5339—2006《火力发电厂水工设计规范》有关规定进行计算确定的,该部分用水量目前无法回收。

冷却塔的蒸发损失水量占进入冷却塔循环水量的百分数(又称蒸发损失水率)可按下列公式计算确定,即

$$P_e = K_{ZF} \Delta t \quad (2.9-1)$$

式中:  $P_e$  为蒸发损失水率,%;  $K_{ZF}$  为系数,  $1/^\circ\text{C}$ , 可按表2.9-1的规定采用,当进塔气温(干球温度)为中间值时可采用内插法计算;  $\Delta t$  为循环水温差,  $^\circ\text{C}$ 。

表 2.9-1

系 数  $K_{ZF}$

进塔气温( $^\circ\text{C}$ )	-10	0	10	20	30	40
$K_{ZF}(1/^\circ\text{C})$	0.08	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16

##### 1.2.1.2 冷却塔的风吹损失

冷却塔的风吹损失以目前的技术条件也是无法回收的,但采取除水器和挡风板等措施后,可使损失水量降低。装有除水器的冷却塔的风吹损失水量占进入冷却塔循环水量的百分数(又称风吹损失水率)约为:

机械通风冷却塔	0.1%
风筒式自然通风冷却塔	0.05%

##### 1.2.1.3 系统排污损失

循环水系统的排污损失是根据对循环水水质的要求,通过循环水的浓缩倍率来确定的。浓缩倍率高,循环水排污水量就小,反之就大。浓缩倍率的高低与循环水补充水水质、循环水处理方式有关。目前常规发电厂的浓缩倍率大约为3倍,在缺水地区可提高到5~6倍。循环水系统的排污损失水量可按式计算,即

$$Q_b = [Q_e - (N-1)Q_w]/(N-1) \quad (2.9-2)$$

式中:  $Q_b$  为排污损失水量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $Q_e$  为蒸发损失水量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $Q_w$  为风吹损失水量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $N$  为循环浓缩倍率。

#### 1.2.2 生产给水系统

生产给水系统主要包括化学水处理补给水、各转动设备的轴承冷却水、轴封水和取样冷却水、压缩机冷却水、空调系统补充水及厂区的其他工业用水等。这部分水对水质要求是无杂质、不腐蚀设备。

锅炉补给水主要用于补给汽水系统的损失、锅炉排污等,水质一般是在工业水的基础上进行进一步过滤、除盐处理,以达到除盐水的标准。

各转动设备的轴承冷却水如采取工业水开式一次冷却方式,则可回收用于循环冷却水的补充水。空调系统补充水及输煤喷雾抑尘等用水均无法回收。

#### 1.2.3 生活给水系统

生活用水主要指发电厂厂区内主厂房及辅助建筑物内的



生活用水,生活用水量与发电厂定员人数、公用设施包括食堂、宿舍、招待所等的设置,以及该地区的用水定额有关。生活饮用水的水质应符合 GB 5749—2006《生活饮用水卫生标准》的要求。

#### 1.2.4 服务水系统

服务水主要用于发电厂输煤系统的喷洒冲洗、除灰系统、室内外地面道路冲洗、绿地喷洒、冲洗汽车等。该部分用水对水质无特殊要求,只要能满足 GB/T 18920—2002《城市污水再生利用 城市杂用水水质》的要求即可,因此水源主要是采用工业废水处理站处理后的回用水。

### 1.3 各类水源的选择及认可

#### 1.3.1 水源的选择原则

在选择厂址时需认真落实水源,做到充分可靠。某些地区的水源不足已影响到发电厂的规划和建设,甚至成为建设发电厂的主要矛盾,形成以水定厂的局面。因此,发电厂的水源选择,应符合下列要求:

- (1) 水量充沛可靠。
- (2) 原水水质较好。
- (3) 采用直流、混流或混合供水系统的发电厂宜靠近水源。
- (4) 考虑水源的综合利用及取排水对水域的影响。
- (5) 考虑其他用户对发电厂取水水质、水量和水温的影响。
- (6) 原则上不采用地下水作为主水源。

#### 1.3.2 地表水的取水原则

(1) 当采用地表水作为水源时,在下述情况下,仍应保证发电厂满负荷运行所需的水量。

- 1) 当从天然河道取水时,按保证率为 97% 的最小流量扣除取水口上游必保的工农业规划和生态用水量考虑。
- 2) 当河道受水库调节时,按水库保证率为 97% 的最小放流量扣除取水口上游必保的工农业规划用水量考虑。
- 3) 当从水库取水,按保证率为 97% 的枯水年考虑。

(2) 当采用天然河道作为水源时,必须对河流(包括地下河段)的水文特性进行全面分析,应根据河流的深度、宽度、流速、流向、泥沙和河床地形及其稳定等因素,并结合取水形式对河道在保证率 97% 最小流量时的可取水量进行充分论证。

(3) 当采用海水作为水源时,应对滨海水文和海生物资源进行全面的调查研究,并结合海岸类型、海床地质、海流流向、泥沙运动等因素对取水水质、取排水对海域生态的影响进行分析论证。

#### 1.3.3 地下水的取水原则

我国水资源比较贫乏,目前地下水开采已开始受到一定限制。当采用地下水作为发电厂补给水源时,应根据该地区目前及必保的规划工农业用水量,按枯水年或连续枯水年进行水量平衡计算后确定取水量,取水量不应大于允许开采量,并要取得有关部门同意开采的文件。

#### 1.3.4 再生水的取水原则

根据国家产业政策,经充分论证和技术经济比较认为可靠和合理时,应优先利用经处理后满足用水要求的城市再生水作为循环冷却水和生活杂用水、生产杂用水的供水水源。此外,根据 GB 50335—2002《污水再利用工程设计规范》第 7.0.1 条规定,工业水采用再生水作发电厂水源时,应以新鲜水作备用。

#### 1.3.5 水源的认可

在项目的初步可行性研究阶段需取得供水的意向性文

件。在项目的可行性研究阶段需委托有资质的单位进行水资源论证报告的编制,并通过水利部门的审查;当采用地表水或地下水作为发电厂的水源时,必须取得水资源管理部门同意用水的正式批复。

## 2 水务管理

### 2.1 全厂水务管理

水务管理是建设现代化新型火力发电厂管理的重要组成部分,是实现节水、满足环保要求和维持发电厂安全经济运行的重要手段。发电厂的水务管理要贯彻于发电厂的设计、建设及运行各阶段。水务管理的目的是按照各工艺系统对水量及水质的要求,结合水源条件,设计合理的供水系统。通过对发电厂供、排水的综合平衡,提高供水的重复利用,加强用水的计量、监测和管理等,合理利用水源,保护环境。

### 2.2 水量平衡

水量平衡是指在一个确定的用水单元内,输入水量与输出水量之间的平衡,简称水平衡。

火力发电厂在设计的过程中应进行水量平衡,绘制水量平衡图并进行有关计算。水量平衡图一般采用方框图的形式。对于一个划定的水平衡体系,其总进水量与总排水量及总损失量应平衡。

### 2.3 耗水指标要求

#### 2.3.1 节水评价体系指标的构成和定义

火力发电厂节水的整体水平通常采用全厂发电耗水率来进行评价。

发电耗水率又分为在设计过程中使用的发电装机耗水率和实际运行过程中的单位发电量耗水率。

发电装机耗水率:火力发电厂单位装机容量核定的耗水量,为设计全厂耗水量与设计全厂机组额定总发电装机容量的比值,单位为立方米每秒每百万千瓦 $[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{GW})]$ 。

单位发电量耗水率:火力发电厂生产每兆瓦时电需要消耗的水量,为实际全厂发电耗水量与全厂实际总发电量的比值,单位为立方米/兆瓦时 $(\text{m}^3/\text{MWh})$ ,也可用  $\text{kg}/\text{kWh}$ 。

#### 2.3.2 电力行业的耗水指标

GB/T 18916.1—2002《取水定额 第1部分:火力发电》中的规定,全厂发电的取水定额指标见表 2.9-2。

表 2.9-2 发电取水定额指标一

供水系统	单机容量大于等于 300MW		单机容量小于 300MW	
	发电装机耗水率 $[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{GW})]$	单位发电量耗水率 $(\text{m}^3/\text{MWh})$	发电装机耗水率 $[\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{GW})]$	单位发电量耗水率 $(\text{m}^3/\text{MWh})$
循环冷却供水系统	$\leq 0.80$	$\leq 3.84$	$\leq 1.00$	$\leq 4.80$
直流冷却供水系统	$\leq 0.12$	$\leq 0.72$	$\leq 0.20$	$\leq 1.20$

- 注
1. 热电联产企业取水量应按定额增加对外供汽、供热不能回收的那部分耗水量。
  2. 对配备湿法脱硫系统的发电厂,取水量应按定额增加脱硫系统所需的水量。
  3. 当利用以城市污水为水源的工业用再生水时,取水量应按定额增加 10%。
  4. 对于 1990 年及以前投产的机组,可按定额增加 10%。
  5. 考虑到取水量的大小是考核节水效果的根本,同时取水量与重复利用率有很密切的关系,所以本标准只给出取水量的定额指标,未对重复利用率给出具体的定额指标。



DL/T 783—2001《火力发电厂节水导则》中的规定，对于单机容量为 125MW 及以上新建或扩建的凝汽式发电厂，全厂发电耗水率不应超过表 2.9-2 范围的上限(考核指标)，并力求降至表 2.9-3 的下限(期望指标)。

表 2.9-3 发电取水定额指标二

供水系统	单机容量大于等于 300MW		单机容量小于 300MW	
	发电装机耗水率 [m <sup>3</sup> /(s·GW)]	单位发电量耗水率 (m <sup>3</sup> /MWh)	发电装机耗水率 [m <sup>3</sup> /(s·GW)]	单位发电量耗水率 (m <sup>3</sup> /MWh)
循环冷却供水系统	0.60~0.80	2.16~2.88	0.70~0.90	2.52~3.24
直流冷却供水系统	0.06~0.12	0.216~0.432	0.10~0.20	0.36~0.72
空冷机组	0.13~0.20	0.468~0.72	0.15~0.30	0.54~1.08

2.4 主要节水措施

2.4.1 节水设计的原则

- (1) 按照各工艺系统对水量及水质的要求，结合水源条件、设计合理的供水系统，尽量做到循环用水、梯级用水、一水多用。
- (2) 根据发电厂各排水点的水量及水质情况，合理确定各排水系统及污、废水处理设计方案，做到污废水收集处理后全部回用。
- (3) 在全厂水务管理和水量平衡设计中通过对发电厂供、排水的综合平衡，提高供水的重复利用，加强用水的计量、监测和管理等，合理利用水源，保护环境。

2.4.2 发电厂设计中节水的主要途径

2.4.2.1 循环水系统

- (1) 冷却塔装设高效率除水器，使风吹损失的水量控制在规范要求的范围内。
- (2) 提高浓缩倍率，减少循环水系统的排污水量。
- (3) 对循环水排污水进行深度处理，回用于循环水补充水或锅炉补给水的处理原水。
- (4) 循环水系统的排污水可尽量回收重复用于服务水系统。

2.4.2.2 工业水系统

- (1) 合理使用水源，按各用水系统对水质的要求，根据循环、循序、梯级供水的原则，工业水及辅机冷却水系统尽量采用闭式循环系统。
- (2) 除灰设备的冷却水可尽量汇入主循环水系统，进行循环使用；或设置内部循环水系统，仅供给补充水。

2.4.2.3 生活水系统

选用节水装置，加装计量设施，控制生活用水量。

2.4.2.4 服务水系统

- (1) 尽量采用浓相气力干除灰系统。干除灰系统的干灰加湿、渣冷却水、干灰场喷洒、运灰道路喷洒、运灰汽车冲洗等用水可采用循环冷却水的排污水或其他处理合格的工业、生活废水。
- (2) 如采用水力除灰系统，应采用高浓度水力输送方式，并建立灰水回收系统，从而减少输灰的耗水量，水源可采用循环冷却水的排污水或其他工业、生活废水。

2.4.2.5 废水系统

- (1) 提高废水回收率，如燃油泵房工业水、生活水处理自用水、锅炉补给水处理酸碱废水、凝结水精处理废水、地

面冲洗水、汽车冲洗水等进行收集。

(2) 建立工业废水处理车间及回用水系统，将处理达标的水重复用于输煤系统冲洗、除尘、煤场喷洒、除灰系统及室内外地面道路喷洒、冲洗等服务性质用水，提高水的重复利用率，减少全厂补水量，同时使废水不外排。

(3) 对输煤系统的冲洗水及煤场防尘喷洒水进行收集，建立含煤废水处理车间及回用水系统，经处理合格后重复用于输煤系统的各项用水，使含煤废水不外排。

(4) 生活污水经生活污水处理站二级生化处理后，可用于绿地浇洒用水和干灰场的绿化。

3 冷却水系统选择及布置

3.1 冷却水系统的分类及选择

按汽轮机冷凝器的冷却方式来划分，发电厂冷却水系统有直流、循环、混合等供水类型，另外还有空气冷却系统。

3.1.1 直流供水系统

直流供水系统就是冷却水直接从水源取得，通过凝汽器换热后又排回水源中去。通常厂址附近水资源丰富，供水高度在 20~25m 以下，输水距离在 1.5km 以内(海水不超过 2.5km)，采用直流供水系统是经济合理的。

3.1.2 循环供水系统

供水水源流量不足，或者由于主厂房距水源太远，又比水源水位高出很多，采用直流供水系统不经济时可采用循环供水系统。循环水进入冷凝器换热后，再送到冷却塔或冷却池中冷却，冷却后重复进入冷凝器，如此周而复始，从水源仅取得用来补充因蒸发、风吹、排污等因素而不能返回的损失水量。

3.1.3 混合供水系统

供水水源大部分时间的流量能满足直流供水量，仅在个别季节水量不足，而取水又较为方便经济时，可采用混合冷却水系统，就是兼具直流和循环两种系统。

3.1.4 空气冷却系统

空气冷却系统是将汽轮机排汽凝结而释放的热量通过翅片管束组成的空气冷却器散发到大气中去，而被凝结的蒸汽或被冷却的循环水流经翅片管的内侧不和空气直接接触。空气冷却系统可以节省湿式冷却系统蒸发、风吹及排污损失的水量，一般可减少耗水 70% 以上。近年来，在我国三北地区所建发电厂绝大部分采用空冷系统。

3.2 冷却水系统及水工建筑物布置

3.2.1 冷却水系统基本形式

按系统来划分，发电厂冷却水系统有单元制、扩大单元制与母管制供水三种形式，设计时应根据发电厂机组容量，通过技术经济比较确定。

(1) 单元制冷却水系统。仅服务于一台汽轮机，每台机均有自己独立的进、排水管沟，各台机组的供水系统之间互不影响。

(2) 扩大单元制冷却水系统。通过两个单元制冷却水系统的供水总管上设置联络阀门及联络管构成扩大单元制冷却水系统，联络阀门采用双阀门。特点是运行方式较为灵活，具有一定经济性。

(3) 母管制冷却水系统。几台机组共用进、排水管沟的冷却水系统。因相互间影响大，一般仅适用于容量较小的机组(包括燃气联合循环机组)。采用母管制供水时，达到规划容量时的进水和排水管、沟不宜少于 2 条，可根据工程情

况分期建设。当其中一条停用时,其余母管应能通过最大计算用水量的75%。

### 3.2.2 冷却水系统的布置

冷却水系统的布置主要考虑下列几个方面:

(1) 要充分考虑当地自然条件和发电厂的总体规划,合理地选择建筑物的形式和位置,尽可能缩短进排水管沟的长度,并满足施工、运行及安全、稳定和扩建等要求。

(2) 根据取排水方式、水源特点、温排水影响、地形和地质条件,以及工程施工等因素,通过技术经济比较确定取排水口的位置和形式。必要时需进行数学模型计算和物理模型试验的验证。

(3) 有关冷却塔的布置见本章第5节有关内容。

## 3.3 冷却水系统冷端优化计算

### 3.3.1 目的与任务

冷却水系统冷端优化计算是根据工程条件,在保证满发的前提下,通过优化计算选择汽轮机冷端各主要参数合理经济的组合。这些参数包括汽轮机末级叶片长度、冷却水量、凝汽器面积、冷却塔面积及输水管沟断面尺寸等。

### 3.3.2 优化计算的过程

冷却水系统的初步优化一般在可行性研究阶段,此时设备资料没有落实,各水工建筑物也只是概念设计,因而只能从水工总体设计方面来宏观考虑,着重决定一些主要参数,而在初步设计阶段需进行详细的优化计算。

### 3.3.3 优化计算的主要内容

结合系统布置,采用对各个可变参数的不同组合,通过水力、热力及经济计算,进行多方案的比较。可变参数主要为:冷却水量;凝汽器的换热面积、流程数、壳体与背压个数,凝汽器内冷却水管的材质、管径、壁厚、根数和长度等;循环水泵及所配电动机的规格、台数;进排水管、沟的材料、断面尺寸、条数;取、排水建筑物的规模;自然通风冷却塔的高度、淋水面积、进风口高度等主要几何尺寸,机械通风冷却塔的风机规格、格数和有关几何尺寸,冷却塔塔内供水高度、填料形式、填料高度及布置等。

### 3.3.4 优化过程经济计算的方法

(1) 宜采用年费用最小法,年费用的计算公式为

$$NF = P(AFCR) + \mu_0 \quad (2.9-3)$$

$$AFCR = CR + MR$$

$$CR = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

式中:  $NF$  为年费用值,由固定分摊到每年的投资额和年运行费构成;  $P$  为总投资现值,即将发电厂投产前建设期内历年的投资折算到投产第一年的现值总和;  $AFCR$  为年固定分摊率;  $CR$  为资金回收系数;  $i$  为投资回收率,可取电力工业投资回收率(可取8%~10%);  $n$  为工程的经济使用年限,可取  $n=20$ ;  $MR$  为大修费率,可取2.5%;  $\mu_0$  为年运行费,包括水泵、风机的电耗及微增功率收益。

(2) 对工程投资、投资回收率、发电成本等可能影响方案经济性较大的因素,必要时宜进行敏感性分析。

(3) 经济比较可按现价考虑。

## 3.4 冷却水系统恒定流和瞬变流水力计算

供水系统水力计算分两种情况进行,一种是恒定流计算,另一种是非恒定流计算,也称瞬变流或水力过渡计算,一般通称为水锤计算。

### 3.4.1 冷却水系统恒定流水力计算

#### 3.4.1.1 直流供水系统水力计算

直流供水系统水力计算主要包括取水计算水位的确定、虹吸井堰上水头的确定、循环水管沟的水力计算等内容。在确定循环水泵的参数时,要通过绘制管道与水泵的并联运行曲线,得到在不同阻力和水泵运行台数时的水泵运行特性曲线,从而选择合适的运行方式和水泵参数。

#### 3.4.1.2 再循环供水系统水力计算

再循环供水系统水力计算主要包括冷却系统静扬程的确定、循环水管沟的水力计算等内容。确定水泵参数的方式与直流供水系统相同。

### 3.4.2 冷却水(补给水)系统水锤计算

由于压力管道中流速的突然变化,引起管道中水流压力急剧升高或降低的现象称为“水锤”,发生水锤时,水流速度及压力随时间和位置而变化,属非恒定流,也称瞬变流。

冷却水(补给水)系统水锤计算主要考虑以下三种情况:

(1) 启动水锤。由于水泵启动而产生的水锤。一般启动水锤压力不大,只是在空管情况下,当管中空气不能及时排出而被压缩时,才会产生水流压力的急剧变化;几台水泵连续启动而间隔时间较短时,也会产生较大的水锤压力。

(2) 关阀水锤。关闭阀门产生的水锤。在正常操作普通的电动闸阀与电动蝶阀时不会产生较大的水锤,但当使用液控蝶阀,关闭时间选择不当时,或电动蝶阀关闭时间过快时,也会产生较大的水锤。

(3) 停泵水锤。停泵产生的水锤。由于突然停电或误操作造成的事故停泵产生的水锤压力较大,尤其在水泵出口装设止回阀的情况下压力更大,常造成意外事故。计划停泵时一般先关闭水泵的出口阀门,所以停泵时压力平稳。停泵水锤经常与出口阀门的关闭特性有密切关系,所以工程中关阀水锤计算一般与停泵水锤同时计算。

## 4 取、排水及输水设施

### 4.1 地表水取、排水设施

#### 4.1.1 取水建筑物位置选择

(1) 根据山区河流、平原河流、河口、海岸、水库和湖泊等不同的地表水体设计取排水建筑物时,必须从实际情况出发,因地制宜、周密调查、反复论证,充分考虑流域规划、水域情况及人文活动改变岸滩冲、淤形态对取水安全的影响,满足相关标准和规定。

(2) 取水建筑物位置应经多因素技术经济比较后确定,确保取水安全可靠、运行经济、管理方便。

(3) 在河道或海湾上的取水建筑物,应考虑建成后尽可能减少水流对河岸、河床或海岸、海床产生局部冲刷或淤积,并应根据工程情况进行冲淤计算。必要时,冲淤程度及相应措施可通过物理模型试验确定。

(4) 取水建筑物位置选择时应考虑地质、地形和施工条件,设在地质构造稳定、承载力较大的地基上。

(5) 在河口取水时宜布置在排水口上游侧,在不影响通航条件下,取水头部宜布置于主流深水处,如有港池应尽量布置在港池内。布置取排水口时,应分析3℃温升线水域可能对水产养殖业的影响。在盐淡水交汇水域,宜采用较大的排水流速,减小3℃温升线影响的水域范围。

(6) 海边取水应充分考虑地区的规划、冲淤、环境、海生物、人类活动等问题。取排水口位置宜选择海岸基本稳



定、泥沙来源少、沿岸泥沙流弱和深水线靠近岸边的地段,并尽量采用深层取水。有港池时,宜尽量与港池结合,在港池内取水、港池外排水。条件合适时宜与港池、码头联合修建。

#### 4.1.2 取水形式的选择

(1) 从河流取水时,宜根据下列情况选择适宜的取水构筑物形式。

1) 取水构筑物的布置及形状选择,不应影响原河床的稳定性,否则应对河段进行整治,一般情况下,取排水口上下游一定范围内应适当进行护理。

2) 当采用固定式取水构筑物时,必要时可在取水口上游设导沙丁坝整治河道。

3) 河岸坡陡,主流近岸或近岸有稳定的主流深槽、有足够的水深,能在保证率 97% 低水位安全取水时宜采用岸边式取水形式。

4) 河岸坡平缓、主流离岸、岸边水深及水质不能满足取水要求时,宜采用河床式取水形式。

5) 冰凌情况不严重,含沙量较高的河流,宜采用顺流式斗槽取水;冰凌情况严重,含沙量较少的河流,采用逆流式斗槽取水;含沙量较高的河流,宜采用侧坝进水逆流式斗槽取水;冰凌情况严重,同时含沙量较高的河流,宜采用双向进水斗槽取水。

6) 河流的最低水位不能满足取水深度时,可采用底栏栅取水或筑低坝取补给水;对水位变幅大,建造固定式取水构筑物有困难时,可采用移动式取水构筑物取补给水。

(2) 从滨海河口、海岸取水时,应根据下列情况选择适宜的取水构筑物形式。

1) 滨海河口段一般河宽滩浅,宜采用河床式取水构筑物,并需分析泥沙、杂物等对取水的影响,必要时宜进行水工物理模型试验,提出防淤、清淤措施。

2) 当海岸较陡,深水近岸,潮差、波浪较小,海岸稳定时,宜采用海岸式取水;当海岸坡度较为平坦,深水区较远,海生物生长较少时,宜用海床式取水。

3) 当深水区离岸有一定距离,海水中泥沙含量低时,宜采用引水渠式取水。

4) 当取水水域波浪大、取水量大、取水安全性要求高时,宜建港池取水,或采用明渠取水,便于监测取水头部泥沙冲淤变化,及时采取工程措施。

5) 当海岸较为平坦,深水区较远,海水中泥沙含量低,岸边具有建海水调节水库的地形条件时,宜采用半潮位取水或高潮位取水。

6) 当取水口与码头结合时,码头岸线宜尽量利用自然水深,避免完全在浅滩上开挖港池。当防波堤口门外进潮含沙浓度较高时,在满足使用要求和考虑远景发展的前提下,港池内水域面积可适当缩小,以减少淤积量。对于突堤码头的布置,宜尽量减少或减弱港池内的环流,以减轻港池的淤积。

(3) 从水库、湖泊取水时,应根据下列情况选择适宜的取水构筑物形式。

1) 从水深很大的水库、湖泊取补给水时,为取得浊度低、水质好的原水,可采用分层取水,建分层取水构筑物。

2) 当有条件时,水库取水构筑物可与库坝合建。

3) 当水库水深较浅,水质较清时,补给水可采用合建式取水构筑物,也可建成浮筒式取水口。

4) 从湖滩宽阔,水深不大的湖滩取补给水时,可采用自流管或虹吸管取水。如湖滩过于宽阔,也可开挖引水渠道

取水。

5) 当条件合适时,可采用浮船或泵车取水构筑物取补给水。

6) 从水库、湖泊取循环水时,若水深很大,宜采用岸边式取水构筑物;若水深较浅,宜从湖(库)心深水区取水。

7) 从水深较大的水库和湖泊取冷却水时,由于冷热水分层,可通过设置取水口挡热墙的方法获取冷水,在取排水口之间设置导流堤、潜水堰或溢流堰,使热水在湖面均匀分布,提高冷却效果。冷热水分层程度较好时,可采用重叠式取排水口布置形式。

#### 4.1.3 取水建筑物的布置

取水建筑物按位置设置一般可分为开敞式和河床式。通过引水管道自水源引水的称为河床式取水建筑物,无引水管道的称为开敞式取水建筑物。

#### 4.1.4 取排水建筑物结构方案

##### 4.1.4.1 明渠

取水工程中的明渠一般称为引水明渠;排水工程中的明渠一般称为排水明渠。

引水或排水明渠经常采用下挖与护堤(抛石堤、土堤)相结合的堤型,根据稳定计算结果确定下挖与护堤的坡度,进而确定护堤断面;根据防浪、冲刷等要求确定护堤的护面形式。

##### 4.1.4.2 钢筋混凝土管、沟道

钢筋混凝土管、沟道安全等级按二级设计。钢筋混凝土管、沟道应根据可能出现的荷载,按承载能力极限状态和正常使用极限状态分别进行荷载效应组合。钢筋混凝土管、沟道除根据使用条件进行强度计算外,还应进行抗裂或裂缝宽度的验算。沉管的设计除应考虑上述事宜以外还应考虑吊装工况。

##### 4.1.4.3 顶管

顶管一般使用厚壁钢管(特殊情况下也可采用钢筋混凝土管)。计算用顶管法施工的地下管道的垂直与水平土压力时,首先,应分析管顶以上土层是否存在卸荷拱的作用。卸荷拱作用存在的条件与该土层的力学特性有关。其次,应计算顶推力,并与施工单位所用的顶推力核对。再次,当计算的顶推力超过管道容许顶力或达到工作井后座容许顶力时,应采用中继接力顶进技术,此时管径不宜小于 2.0m。

顶管管顶覆盖层厚度宜大于管道直径的 2 倍。特殊情况时覆盖层可适当减少,但不小于管道直径的 1.25 倍,且不小于 3m。顶管管道的水平中心距可根据土质和施工条件确定,但不宜小于管道直径的 3.0 倍,空间交叉管道的净距不宜小于管道直径的 1.0 倍。顶管管道除满足强度要求以外还应满足稳定和刚度要求。另外,还应做好管道的防腐设计。

##### 4.1.4.4 盾构法隧道

使用盾构法隧道时一般要求管径不小于 3m(考虑施工可行性),管线长度不短于 500m(考虑经济性)。盾构法隧道顶部覆盖层厚度及平行或立体交叉隧道的净距一般不小于隧道直径的 1.0 倍。盾构法隧道的结构设计,应按施工和使用阶段分别进行计算。作用于浅埋(覆土厚度小于等于 2~3D,小值对应小直径隧道)盾构法隧道上的地层压力、反力应根据工程地质和水文地质情况、结构形式、埋深、荷载作用下的变形、结构与地层刚度、施工方法、相邻隧道影响、回填压浆情况等因素研究确定。

衬砌结构横向计算模式应根据地层情况、衬砌构造特点、结构的实际工作条件等确定,宜考虑衬砌与地层共同作



用及装配式衬砌接头的影响。使用阶段一般可用自由变形的匀质圆环；施工阶段宜考虑接头实际刚度按弹性铰圆环进行分析。

#### 4.1.4.5 取水头部

取水头部的布置形式繁多，设计特点是：工程设计因地而异，几乎各不相同。设计内容一般包括：

(1) 确定基底埋深。一般根据水文、地质资料计算河床局部最大冲刷深度来确定。

(2) 确定顶面高程。除根据工艺要求确定外，通航区的淹没式头部还应满足航运低水位时船舶吃水深度以下最小富余水深的要求。

(3) 整体稳定计算。包括抗滑、抗倾稳定验算和地基承载力验算。一般无需验算深层滑动和地基沉降。

(4) 确定防护加固形式。取水头部常受水流冲刷，故需进行适当的护底加固。

(5) 进行结构的配筋计算。

(6) 取水头部如为预制沉箱则需验算箱体的浮游稳定性。

#### 4.1.4.6 排水口消力池

排水宜采用淹没出流形式。淹没出流困难时宜设置消力池。根据水域环境对排水流速的要求确定消力池几何尺寸和海漫长度。

确定消力坎和翼墙的结构形式。一般多采用抛石形式，软基基础之上也可采用板桩等形式。

#### 4.1.4.7 地基处理

取排水的地基在保证建筑物正常使用的前提下应尽量采用天然地基。当不满足使用要求时经充分的技术经济论证后选用一种人工地基，一般可选用抛石基床和桩基。设计桩基时，既考虑桩基的承载作用，同时还宜考虑桩基的抗拔作用，以提高取排水构筑物的抗浮能力及取排水建筑物的侧向稳定要求。

### 4.1.5 取排水“三防”

取排水工程“三防”是指防沙、防杂物（有形漂浮物，如杂草、漂木、浮冰等）、防污（无形物，如热、废水污染物等）。

#### 4.1.5.1 防沙

取排水工程中对防沙问题采取的措施一般如下：

(1) 在取水建筑物前设置挡沙坝、冲沙槽、导流墙、导流板、叠梁闸板等加强防沙效果。

(2) 取水河段为弯道形时，利用弯道环流作用，正面取水、侧面排沙。

(3) 在取水口前布设导流板，造成人工弯道环流；在取水建筑物底板下或旁侧设置排沙廊道。

(4) 在取水口上游（对岸）修建丁坝，以缩窄河槽，加大进水口前水流速度。

(5) 当河段地形地质条件许可时，可在取水建筑物前设泥沙预沉池，利用洪水期将泥沙冲向下游。

(6) 可结合自然地形条件，采用斗槽取水方式，减轻泥沙的影响。

(7) 控制自流管内流速，尽量不产生淤积。

(8) 自流管取水在停用期间会引起管内淤积，在相应的布置及系统设计上，需考虑应有的清淤措施。

(9) 泥沙多的河流，淹没式取水口的设计应充分考虑沙的自净条件，拦栅宜按垂直的方式设置。

(10) 在水库和湖泊取水时，应对入库（湖）河流及补水水源携带含沙量的情况进行详细了解和分析，有针对性地

设置沉沙、冲沙和清淤设施，并在泵房内设置挡沙坎。

(11) 对于大型取水工程防沙形式、结构尺寸，应通过泥沙模型试验确定。

#### 4.1.5.2 防杂物

(1) 在洪水期含有多种漂浮物的水域取水时，宜使进水孔口侧与河水水流尽量平行并尽量降低进口流速。对有季节性水草和其他污物集中的水域取水时，除设置一般性拦污和清污机械外，宜在取水口前设置栅条间距大的粗格栅。

(2) 当水生物较多时，宜采用定期加氯处理等措施。

(3) 在海岸取水时，宜采取防止海洋动物及浮冰冲击、保护浮游海生物的措施。

(4) 在河口、海岸取水时，宜采取防止海生物附着及便于清理的措施，如加大流速、控制温度、化学灭杀、涂料防护、机械清理等。

(5) 在有条件时，宜在取水口前设置“返冲法”拦截漂浮物。

(6) 当取水口处水深超过 7m 时，宜利用温差异重流原理，采用取排水建筑物重叠布置，避免漂浮物进入取水建筑物内。

(7) 在寒冷地区取地表水时，应采取如热水回流、电流加热等工程措施，防止冬季拦污栅和滤网面上因大量冰絮凝聚造成取水口冰冻阻塞、春季流冰而影响发电厂安全供水的可靠性。

#### 4.1.5.3 防污

(1) 在利用单向流河道冷却时，排水口宜位于取水口下游，并保持适当距离，从而避免热回流；当河道水深较深时，可充分利用温差异重流的特性，尽量采用深层取水，其工程措施可采用挡热墙、深层取水口、重叠式取排水形式等。

(2) 利用感潮水域冷却发电厂循环水时，宜尽量采用深层取水、表面出流。

(3) 利用海岸水域冷却发电厂循环水时，应充分考虑潮汐潮流因素。如涨（落）潮历时大于落（涨）潮历时，宜将排水口设在涨（落）潮流的前进方向，而将取水口设在涨（落）潮流的起始方向，以减少循环水排水对取水温升的影响。

(4) 当利用水库、湖泊、人工水池及无上游来水的河网取水时，宜尽量扩大水池散热面积，提高水池利用率；浅水型冷却池宜延长冷却水由排水口流入取水口的历时，以提高水池蓄热调节作用；排水出流方向应尽量背离取水口。工程措施可采用导流堤、潜水堰、挡热墙等。

#### 4.1.6 水工模型试验

取排水工程涉及温排水、泥沙、环保等问题，常规设计无法论证时，需借助科研院所的实验手段进行研究。模型试验的目的如下：

(1) 合理确定取排水口布置位置、标高及形式。

1) 热回流问题：尽量减少温排水回流到取水口。

2) 泥沙问题：研究取排水口和周围区域泥沙变化规律，防止泥沙淤积在取排水口附近。

3) 波浪问题：研究取水口和岸边取水泵房附近的波浪及其造成的危害，合理确定泵房零米高程。

(2) 预测温排水对受纳水体的影响及温度场分布情况，研究其对水体环境及水生物的影响程度。

(3) 研究发电厂取排水设施对航运交通、渔船作业的影响。

#### 4.1.7 取水泵房形式及布置

##### 4.1.7.1 取水泵房形式

取水泵房的形式按平面形状主要有矩形、圆形、半圆形等,也可分为封闭式和露天式。

矩形泵房设备布置方便、紧凑,管道转弯少,水力条件好,起吊设备布置和选用方便,平面面积可充分利用,可布置较多数量水泵,对立式泵布置尤为方便。

圆形泵房的主要优点是筒壁结构受力均匀,可减少土建工程量,造价经济,在采用沉井法施工下沉时不易倾斜;缺点是泵房中设备布置不方便,管道弯头多,进出泵房的管道布置及留孔条件复杂。

露天布置的泵房省去上部结构部分,工艺简单、造价经济,在冬季不结冰地区运用较广。

##### 4.1.7.2 取水泵房布置

###### (1) 进水间。

1) 前池的布置。进入前池的平均流速宜小于  $1.2\text{m/s}$ ,前池内的平均流速宜小于  $0.6\text{m/s}$ ,吸水喇叭口附近的平均流速应不大于  $0.3\text{m/s}$ ;阻流部件应设计成近似流线型,避免出现水流方向的突变、陡坡、钝形支柱等不良几何特征;出现回流或滞水的区域应采取加设导流墩等措施。

2) 吸水井的布置。吸水井的设计应满足水泵的吸水要求,吸水井尺寸应根据水泵吸水喇叭口直径  $D$  确定,并满足以下规定:

吸水管喇叭口距井壁的净距,宜采用  $(0.75 \sim 1.0)D$ ,但靠泵房侧的井壁净距可采用  $0.5D$ 。

安装两条以上的吸水管,且排列方向与水流方向垂直时,管间净距不宜小于  $(1.5 \sim 2.0)D$ 。

吸水管进口上缘在水室最低水位以下的深度,应根据吸水管进口直径和进口流速确定,但不应小于  $0.5\text{m}$ 。

吸水管喇叭口与底板的净距可采用  $(0.6 \sim 0.8)D$ ,但不应小于  $0.5\text{m}$ 。

3) 水泵流道。水泵的进水流道取决于水泵的形式、水泵布置等因素。水泵流道的布置应满足各断面流速均匀、流道内不产生涡滞、涡滞不得进入水泵、流道的水头损失小等。

(2) 滤网间。滤网的作用是拦截粗格栅没有截住的水中漂浮物和悬游物,一般分为平板滤网和旋转滤网两种。在滤网间的进口处一般布置检修用的平板钢闸门。

旋转滤网按进水方式可分为正面进水和侧面进水两大类。其中,侧面进水又分成网内进水双向出水和网外进水管单向出水两类。正面进水旋转滤网的水流直进直出,水力条件良好,滤网所占进水间面积小,可减小泵房宽度,但因为是单面进水,工作面积的利用率低,且在滤网面上没有冲掉的污物会随滤网的旋转而带入下游侧。侧面进水旋转滤网优越性在于两侧进水,滤网工作面积的利用率高,污物不易进入水泵吸水室,故大型取水工程较多采用侧面进水旋转滤网。

###### (3) 水泵间布置。

1) 平面布置。大型取水泵房一般选用立式水泵。在矩形水泵房内,立式水泵多采用单列布置,以便与进水间及出水管路对称布置和连接。

水泵轴中心间距尺寸根据泵的容量、外形尺寸、进水间旋转滤网的布置形式(侧面、正面)、流道要求、电动机通风管路布置等安装检修因素确定。

泵房的宽度,按水泵流道、前池的技术性能要求及滤网间尺寸确定。

清污设备至泵中心的距离,可参照 DLGJ 150—1999

《火力发电厂循环水泵房进水流道及其布置设计技术规定》选取。当不能满足该规定要求时,应根据水泵性能,结合进水流道试验确定。

水泵房的平面尺寸宜根据电动机基础间的净距、设备突出部分与墙壁的净距、大型电动机抽转子要求、主要通道和平台的净宽要求、楼梯宽度及倾斜角、法兰盘与墙壁间的净距等项确定。

水泵房应有检修场地。检修场可布置在  $\pm 0.00\text{m}$  层或水泵房附近的专用检修间。较浅的水泵房检修场可布置在水泵层。装有立式水泵的圆形水泵房的检修场地宜结合各层特点进行布置。检修场的尺寸应满足检修一套最大设备时周围有不小于  $0.8\text{m}$  通道的要求。

2) 标高确定。岸边水泵房  $\pm 0.00\text{m}$  层标高(人口地面设计标高)应为频率 1% 洪水位(或潮位)+频率 2% 浪高+超高  $0.5\text{m}$ ;并应有防止浪爬高的措施。按上述要求确定的  $\pm 0.00\text{m}$  层标高不应低于频率 0.1% 洪水位,否则水泵房应有防洪措施。当山区河流频率 1% 与频率 0.1% 洪水位相差很大时,水泵房  $\pm 0.00\text{m}$  层标高应参照厂址标高提出合理数据,并报有关部门确定。

水泵间水泵的安装高程的确定:取水水域保证率 97% 低水位减去吸水井之前的各类设施(头部、引水管、清污设备等)的水头损失即为吸水井的最低水位,再考虑最低水位时设计过流量所必需的最小滤网高度及水泵最小淹没深度的要求,并留有一定裕量。

#### 4.1.8 取水泵房建筑结构

##### 4.1.8.1 设计原始资料

设计取水泵房时首先需要收集泵房区域的地形、地质和水文等资料。

##### 4.1.8.2 结构形式

根据各种条件(地形、地貌、地质、施工、造价等)综合对比后确定地下部分采用何种施工方式,如大开挖现浇钢筋混凝土、地下连续墙、沉井、沉箱浮运等。再根据施工方案进行结构设计。

##### 4.1.8.3 设计规范及计算内容

取水泵房地下部分的混凝土及钢筋混凝土构件按 DL/T 5057—1996《水工混凝土结构设计规范》执行。如果是海边泵房则按 JTJ 267—1998《港口工程混凝土结构设计规范(附条文说明)》执行。地上部分的混凝土和钢筋混凝土构件按 GB 50010—2002《混凝土结构设计规范》执行。

取水泵房设计时一般应进行下列计算和验算:

(1) 承载能力计算。所有结构构件均应进行承载能力计算。对地上部分尚应进行结构的抗震承载能力的计算。

(2) 变形计算。主要对电动机梁进行变形验算。变形值不应超过梁计算长度的  $1/750$ 。

(3) 裂缝控制验算。主要对泵房地下部分进行裂缝宽度验算,其值应控制在  $0.2\text{mm}$  之内。

(4) 稳定验算。应进行整体结构的抗倾、抗滑、抗浮及地基基础承载能力的验算。必要时,应验算地基深层的滑动。计算时,可采用圆弧法求得最危险的滑裂面。在抗倾、抗滑计算时应考虑冲刷深度的不利影响。为确保泵房的安全,要求对于非岩石地基的泵房其基底的埋置深度在最大冲刷深度线以下  $2.50\text{m}$ 。在地基中有软弱夹层可能引起构造滑移时,还必须验算沿软弱层底面的滑移。稳定验算时应根据荷载效应基本组合和荷载效应偶然组合分别进行计算。

取水泵房  $\pm 0.00\text{m}$  层以下的整体结构,应根据其几何尺寸及荷载情况,选用合理的计算简图进行内力计算。一般将



整个结构分为若干单元,按边界条件分别进行计算,并考虑连接处的不平衡内力的调整和传递。

#### 4.1.8.4 沉井泵房

沉井泵房的设计内容分为两部分,即施工阶段工况和使用阶段工况。设计时应将这两种工况有机地联系起来一并考虑。

在施工阶段工况中需完成下列五部分的设计内容。

(1) 应根据土壤性质、施工方法(排水和不排水下沉)和沉井下沉深度等因素选取下沉系数和下沉稳定系数。下沉系数一般取 $0.8\sim 0.9$ ,下沉稳定系数一般在 $1.05\sim 1.25$ 范围内选用。

(2) 应验算沉井下沉阶段的沉井井壁的竖向应力,应校核井壁可能出现的最大拉力。

(3) 计算沉井刃脚,按照两个工况选大者使用,即沉井将沉至设计标高,刃脚下的土已被全部挖去时,按承受井外侧土压力的悬臂梁计算;当沉井井壁已浇筑完毕并沉至全深的一半时,或当采用分节浇筑一次下沉的起始下沉时,按承受作用于刃脚斜面的水平推力的悬臂梁计算。

(4) 应计算沉井井壁的水平应力,应按施工下沉阶段和使用阶段的受力情况分别计算,择其最大值进行设计。

(5) 需进行封底设计。沉井设计应尽量采用干封底。

#### 4.1.8.5 地下连续墙泵房

地下连续墙泵房的设计应考虑施工阶段和使用阶段两种工况并完成下列五部分的设计内容:

(1) 根据土壤性质、泵房深度、施工工期、造价等因素选定施工方法(逆作法或正作法)。

(2) 确定地下连续墙的深度,一般应深入到不透水层以便开挖基坑时能够干法施工,还应进行抗管涌分析。

(3) 确定支撑层数和支撑形式。

(4) 按板桩理论计算地下连续墙的配筋。

(5) 进行叠合层的设计,一般按双向板进行计算。

#### 4.1.8.6 沉箱泵房

沉箱泵房主要分为半潜驳浮运和自浮两种形式。沉箱泵房的设计需要满足沉箱从预制到浮运、沉放直至就位后能够继续施工的所有条件。这三种工况对沉箱的要求既相互独立又相互关联,归纳起来如能做好下述四点设计,该沉箱就能满足上述三种工况的要求。

(1) 沉箱重量的确定。沉箱的重量需要满足两个条件:①沉箱重量不能大于半潜驳的载重量或预制场地的承重量;②沉箱的吃水深度不能大于半潜驳的允许下潜深度,否则该沉箱将不能脱离半潜驳甲板面。

(2) 沉箱高度的确定。沉箱高度不仅应满足在浮运、吊装过程中的安全性还应具有安装就位后的可继续施工性并应保证后续施工的安全。

(3) 沉箱壁厚的确定。为减轻沉箱的重量一般采取减薄墙体和底板厚度的措施。应注意减薄后的沉箱不应因强度和刚度降低太多造成结构失稳,因而应减薄受力较小部位的壁厚。

(4) 沉箱箱格布置。沉箱箱格一般依工艺流程布置,即沿纵向有几个流道就布置几个箱格。根据需要还可以增加横隔墙使箱格变多、变小。设置多个箱格的目的是在不采取抗浮措施的情况下为后续浇筑混凝土施工创造良好条件。

此外,为保证沉箱在浮运、沉放过程中不倾覆和水不没顶,还应核算沉箱浮运过程中的浮游稳定性和干舷高度。

### 4.2 地下水取水设施

地下水是一种重要的水资源,根据国家产业政策的规

定,地下水的开采应受到限制,在缺水地区甚至禁止开采地下水。

#### 4.2.1 地下水源设计资料的收集与分析

对于大、中型地下水取水工程,按照不同设计阶段,必须有相应的水文地质勘察资料。在初步设计阶段,必须有相当于初勘阶段的勘察报告;在施工图阶段,必须有相当详勘阶段的勘察报告。

对于小型的局部地下水取水工程,由于条件的限制,有时无条件提供相当于不同阶段的勘察报告时,只能由建设单位和设计单位搜集必要的水文地质资料,布置勘探生产井,取得必要的资料作为设计依据。

#### 4.2.2 地下水取水构筑物的种类和适用范围

地下水取水构筑物主要分为管井、大口井、辐射井、渗渠四种形式。

### 4.3 再生水取水

使用再生水的发电厂一般采用湿冷循环供水系统或空冷系统,再生水仅为发电厂补充水,取水量相对较小,通常从污水处理厂至发电厂只需升压后采用管道输送即可。

再生水输送主要考虑两个问题,①输送管道的材质,由于再生水有一定的腐蚀性,需要考虑防腐管材;②输送过程消除水锤问题,通常污水处理厂至发电厂的距离较远或地形变化较大,应进行水锤计算。

### 4.4 煤矿疏干水取水

煤矿疏干水是采煤过程中的副产品,应充分利用,疏干水的收集主要取决于煤矿开采的方式和位置,通常由煤矿部门收集、发电厂输送。输送疏干水与输送再生水类似,不同之处需考虑疏干水对管道有一定的磨损。

## 5 冷却设施及设备

### 5.1 冷却方式

冷却水按供水方式可分为湿冷和空冷两类,而湿冷又可分为直流供水、循环供水、混合供水三种基本形式。

冷却方式按循环水散热途径分类又可以分为水面冷却和水滴水膜冷却两种形式。

水面冷却是指利用水库、湖泊、海湾、人工冷却池或河道进行热交换的冷却方式。

水滴水膜冷却是指利用冷却塔、喷淋装置等各种冷却装置将水体变成水滴水膜后来冷却。

### 5.2 冷却塔

#### 5.2.1 冷却塔的分类

##### 5.2.1.1 按通风方式

按通风方式可分为自然通风冷却塔、机械通风冷却塔及两者结合的混合通风冷却塔。

##### 5.2.1.2 按空气与水接触方式

按空气与水接触的方式可分为湿式冷却塔和干式冷却塔,以及两者结合的干湿式混合冷却塔。

##### 5.2.1.3 按热水和空气的流动方向

按热水和空气的流动方向可分为逆流式冷却塔和横流式冷却塔两种。

#### 5.2.2 自然通风冷却塔

自然通风冷却塔也称风筒式冷却塔,是由塔筒内空气密度与塔外空气密度差引起塔内的自然通风冷却的一种方式,



如湿冷系统中的逆流式自然通风冷却塔、横流式自然通风冷却塔及空冷系统中的间接空冷却塔。

### 5.2.3 机械通风冷却塔

机械通风冷却塔是利用抽风机或鼓风机强制空气流动的冷却塔。

### 5.2.4 海水冷却塔

海水冷却塔是指用海水作冷却水介质的冷却塔,因在同等条件下,海水冷却塔比淡水冷却塔的热力性能差,除工艺设计上要适当增加冷却塔的冷却能力外,结构设计方面还应加强海水及海生物对结构腐蚀的防护。其他方面与淡水冷却塔的设计基本相同。

### 5.2.5 排烟冷却塔

排烟冷却塔是指煤炭燃烧后产生的烟气通过除尘和脱硫装置净化后经由自然通风冷却塔排放的冷却塔。这样的排烟系统就不再需要烟囱了。

### 5.2.6 空冷却塔

空冷却塔也称为干式冷却塔,空冷却塔的热气在散热翅管内流动,靠与管外空气的温差,形成接触传热而冷却。

## 5.3 冷却塔结构设计基本要求及材料

### 5.3.1 自然通风冷却塔的塔筒

自然通风冷却塔的塔筒宜采用双曲线形钢筋混凝土薄壳结构,塔筒的几何尺寸应满足循环水的冷却要求,并结合结构、施工等因素通过技术经济比较确定。当采用双曲线形钢筋混凝土塔筒时,塔筒壳体的几何尺寸宜采用表 2.9-4 中的数值。

表 2.9-4 双曲线形塔筒壳体几何尺寸

塔高与壳体直径 ( $\pm 0.0m$ ) 的比	喉部面积与 壳底面积的比	喉部高度 与塔高的比	塔顶扩散角 $\alpha_1$	壳体子午线 倾角 $\alpha_0$
1.2~1.6	0.30~0.40	0.75~0.85	6°~8°	16°~20°

### 5.3.2 双曲线形自然通风冷却塔基础

双曲线形自然通风冷却塔基础可参照下列条件,通过技术经济比较确定:

- (1) 大、中型塔,宜采用环板基础。
- (2) 中、小型塔在天然地基较差的条件下,宜采用倒 T 形基础。
- (3) 当地基为岩石时,宜采用单独基础。

### 5.3.3 机械通风冷却塔结构

机械通风冷却塔宜采用预制或现浇的钢筋混凝土框架结构,围护结构可采用钢筋混凝土墙板或其他轻质墙板。

## 5.4 水面冷却

发电厂冷却水经凝汽器后使水温升高 8~12℃ 的热水再回到取水的水体中,受热水水体在流动过程中其自由表面与大气直接接触并产生热交换和质交换,在两者的共同作用下使水体得到冷却,这一过程称为水面冷却。

### 5.4.1 水面冷却的形式

水面冷却的形式主要根据不同的分类有不同的形式。

#### 5.4.1.1 按边界条件分类

- (1) 封闭型。除冷却池的补给水及降水外,基本无其他来水,如专用循环水冷却池。
- (2) 非封闭型。水域有上游或下游来水,如水库型冷却池,以江河、海湾为冷却水体的取排水工程。

#### 5.4.1.2 按地理条件分类

- (1) 水库型冷却池。
- (2) 水池型冷却池。
- (3) 河道型。
- (4) 河口海湾型。

### 5.4.1.3 按能否形成温差异重流分类

- (1) 深水型。
- (2) 浅水型。
- (3) 过渡型。

### 5.4.2 水面冷却的基本条件和选择

水面冷却的基本条件是要有合适的水体供发电厂热排水进行热交换和质交换,通常是发电厂靠近水库、江河、海域。

而水面冷却总体方案因厂址条件迥异,各方案的投资费用差别很大,许多厂址还可考虑与码头、港池结合设计,所以在选厂初期就要进行总体方案的规划和优化,以后随工程设计阶段的进展,不断进行深入的试验与研究,最后确定合理的总体方案。

### 5.4.3 温排水对水生物及环境的影响

国内工程实践表明,在大江大河边建发电厂一般不存在热污染问题,在中小河流或河网上建发电厂就要认真考虑这一问题,热排放对水体的影响程度根据水体的特性不同是各不相同的。GB 3838—2002《地表水环境质量标准》中规定,环境水温变化应限制在夏季周平均最大温升小于或等于 1℃,冬季周平均最大温降小于或等于 2℃。

中小河流,当热排放不符合 GB 3838—2002 时,应对水环境进行调查研究,评估其影响程度,论证其工程采用的取排水系统的合理性。

当采用水库作为冷却池时,应尽量利用水库向下游排放热水,温排水进入水库后的水温分布情况宜进行较长期的动态水温三维分布的预报,全面分析温排水对水环境的影响,并制定相应的过程措施。

## 6 发电厂净化站

### 6.1 净化设施种类、选型和处理能力的确定

发电厂的补充水水源一般分为地表水、地下水(含矿区的疏干水)、城市污水及海水等。

净化站主要是将上述水源的原水进行预处理,达到循环水水质标准和发电厂一般的工业水的用水标准,锅炉补给水系统的预处理在本篇第 10 章中描述。

净化工艺主要包括混合—絮凝—沉淀—过滤。

#### 6.1.1 净化设施的种类

净化设施的种类一般分为两类,一类是指一体化的处理设施,另一类是指按照一定的工艺流程分别建设处理构筑物(混合池、絮凝澄清池等)。

#### 6.1.2 净化设施的选型

一般来说,当发电厂的用水量较小时,采用一体化处理设备;当水量较大时,则采用分建处理构筑物的方案。

当补充水源为城市再生水时,发电厂的循环水系统补充水可直接使用,但作为锅炉补充水的部分则需要进行深度处理。

#### 6.1.3 各种净化设施处理能力的确定

净化设施的处理能力要根据发电厂的用水量、水源和水质情况确定。除了发电厂的用水量外,还要考虑水处理设施自用水量。一般,地表水和矿区疏干水自用水量为 5%~10% (黄河水的预处理自用水率可达 20%~30%);城市污

水和海水自用水率要稍高。

6.2 净化设施的工艺流程和布置

6.2.1 净化设施的工艺流程

发电厂补充水的预处理总的工艺流程：混合—絮凝—澄  
淀—过滤。

6.2.2 净化站的布置

根据以上各种设备的特点并结合水质水量等特点，确定  
工艺流程和设备（构筑物）形式后，净化站的布置应保证水  
处理工程的系统工艺设计中各个处理构筑物以及附属物的合  
理化布置。

6.3 净化处理构筑物

6.3.1 混合设备

混合的方式有很多种，常见的有管式混合、机械混合和  
直列式混合。

(1) 管式混合。管式混合是利用水厂进水管的水流，通  
过管道或管道零件产生局部阻力，使水流发生湍流，从而使  
水体和药剂混合。

(2) 机械混合。依靠外部机械供给能量，使水流产生  
紊流。

(3) 直列式混合器。它是利用水流通过列管产生高频漩  
涡，使数种物料充分混合。

(4) 采用水泵混合方式。

6.3.2 絮凝

絮凝池的种类很多，常见的有旋流絮凝池、折板絮凝  
池、网格絮凝池、机械絮凝池和星形翼片絮凝池等多种  
形式。

(1) 旋流絮凝池。旋流絮凝池的优点：容积较小，水头  
损失较小；缺点：池体较深，在地下水位较高处施工较困  
难，絮凝效果较差，适用于中小型水厂。

(2) 折板絮凝池。利用在池中加入一些扰流单元以达到  
絮凝所要求的紊流状态，使能量损失得到充分利用，能耗与  
药耗有所降低，停留时间有所缩短。折板具有多种形式，常  
用的有多通道和单通道的平折板、波纹板等。折板絮凝池可  
布置成竖流式或平流式，目前多采用竖流式。

(3) 网格絮凝池。网格絮凝池是应用紊流理论的絮凝  
池。絮凝池分成许多面积相等的方格，水流上下交错流动，  
直至出口，在全池约三分之二的分格内，垂直水流方向放置  
网格或栅条，在水流通过时，形成了良好的絮凝效果。

(4) 机械絮凝池。机械絮凝池絮凝效果好，水头损失  
小，絮凝时间约为 12~15min。

(5) 星形翼片絮凝池。星形翼片絮凝池主要原理是利用  
边界层脱离理论和颗粒碰撞的惯性效应，在絮凝池中顺水流  
方向布置隔板，垂直水流方向设置翼片，使水流产生高频漩  
涡，为药剂和水中颗粒的充分接触提供了微水动力条件。

6.3.3 沉淀

沉淀处理是利用重力使水中比水重的悬浮颗粒下沉而析  
出的过程，按工艺不同分为沉淀和澄清两种方式。

6.3.3.1 沉淀池

沉淀池的常用形式有很多：平流沉淀池、斜管沉淀池、  
V 形斜板沉淀池等。

6.3.3.2 澄清池

澄清按照工作原理可分为：泥渣悬浮式、泥渣循环式。  
在火力发电厂中通常使用的是机械搅拌澄清池和水力循  
环澄清池。

6.3.4 过滤池

过滤根据滤料的种类大致分为四种类型：普通快滤池、  
均粒滤料滤池（V 形滤池）、纤维球（束）滤池、D 形滤池。

6.3.5 一体化处理设备

混凝沉淀一体化净水设备采用“接触絮凝沉淀水处理技  
术”。该设备的优点是：抗冲击负荷能力强，能适应水质水  
量变化；适用水质广泛，出水水质稳定优良；一体化设备结  
构紧凑，占地少；安装方便、操作简单；自动化程度高，可  
实现无人值守。

7 生产、生活给排水

7.1 生产、生活给水系统

生产及生活给水均为独立的系统，但通常生产及生活给  
水系统又是密不可分的，一般生产、生活的设备设置在同一个  
泵房内，蓄水池为联合建筑等，但厂区内需设独立的生产  
及生活供水管网，管网供水能力宜按规划容量考虑。

7.1.1 生产给水系统

发电厂生产用水量主要包括锅炉补充水、脱硫用水、空  
调补充水、工业冷却水、设备润滑用水、输煤除尘抑尘及地  
面冲洗用水等。

生产用水通常从蓄水池取水，由设置在给水泵房内的生  
产给水泵升压送至全厂各生产用水点，对用水量变化较大的  
生产设备供水时宜采用变频供水装置供水。

7.1.2 生活给水系统

生活用水量是根据发电厂定员加上临时生产人员和一定  
的人员余量进行计算的，见表 2.9-5。

表 2.9-5 发电厂生活用水量计算

序号	用水项目	定员	最大班 人数	用水 量标 准	小时 变化 系数	用水使 用时间 (h)	日用 水量 (m <sup>3</sup> / d)	最大小 时用 水量 (m <sup>3</sup> /h)
1	职工生活用水							
2	职工淋浴用水							
3	食堂用水							
4	集体宿舍用水							
5	临时人员用水							
6	冲洗及绿化用水							
7	未预见水量							
8	合计							

- 注 1. 火力发电厂最大班职工人数，按发电厂职工人数的 80% 计。  
2. 浴室使用计算人数，可按最大班人数的 93% 计。  
3. 集体宿舍、招待所和食堂的生活用水量标准及小时变化系数，  
应根据卫生器具完善程度和地区条件确定。  
4. 冲洗及绿化用水包括冲洗地面用水、冲洗道路用水、冲洗汽车  
用水、冲洗设备用水等。

生活用水通常从蓄水池取水，宜采用泵与高位水箱联合  
供水系统或变频调速给水设备、气压给水装置供水，通过生  
活给水管网送至全厂各生活用水点。

生活饮用水的水质必须符合 GB 5749—2006 的要求。

7.1.3 给水泵房

生产、生活给水泵房宜设置在厂区交通便利的位置，也  
可与消防水泵房合建，可与其他给水泵房合建。  
生产、生活水泵应设置备用泵，备用泵的供水能力不宜  
少于一台主泵。选择水泵的型号及台数时，应根据用水变化



情况、水压要求、水质情况、水量调节装置容量、机组的效率和功率因数等条件综合确定。

#### 7.1.4 蓄水池设计

电厂厂区内应有水量调节设施,尤其供水水源或供水管网不能按规定满足要求时,一般需建设适当的蓄水池,蓄水池大小应根据用水量、补充水源的保证率、管网的检修时间等因素确定。

设计蓄水池时应考虑与给水泵房相结合,蓄水池宜作为给水泵房的前池。

对生活饮用水的清水池、屋顶水箱等,应有保证水的流动、避免死角、防止污染、便于清洗和透气等措施。

### 7.2 工业废水、生活污水系统

发电厂的工业废水、生活污水的排水系统,宜采用分流制。各场所所排出的各种废水和污水,应按清、污分流的原则分类收集和输送,并根据污染的程度、复用和排放的要求进行处理。设计应根据各类污、废水的水质和水量、处理的难易程度、复用系统对水质的要求以及尽量减少对外排放污染物总量等因素,对污、废水的合理回收、复用和排放进行综合优化。对外排放水的水质必须符合国家现行相关标准的要求。

#### 7.2.1 工业废水、生活污水排水水量

##### 7.2.1.1 工业废水

工业废水量除应考虑经常性排水量外,还应考虑非经常性排水量,水量的大小应根据生产工艺特点确定。当采用水力清扫输煤建筑地面时,一次冲洗排水量,可按与冲洗水量等量计算。

##### 7.2.1.2 生活污水

厂内生活污水量和淋浴污水量的确定应与其用水量相协调。在选择居民区生活污水量标准时,可根据当地采用的用水定额的90%确定。

#### 7.2.2 工业废水、生活污水排水管网

排水干管的设计流量一般按经常性排水流量加非经常性排水项目中最大一项流量计算。

排水管网应根据发电厂规划和建设情况统一布置,分期建设,排水管径应按远期水量设计。

管道、管道接口和基础的材料,应根据排水水质、水温、冰冻情况、断面尺寸、管内外所受压力、土质、地下水位、地下水侵蚀性和施工条件等因素进行选择。

设计排水管路时,可根据需要在适当地点设置观测和计量构筑物。对每一独立的污、废水系统或设置泵站的污、废水管道,应在总出口处设置计量设施。

变压器事故油池,按最大一台变压器的事故油量的60%考虑。排油管管径宜按20min将事故油排尽选择,当变压器设有水喷雾灭火系统时,尚应考虑水喷雾水量。

#### 7.2.3 煤水沉淀池及煤水处理系统

输煤系统建筑采用水力清扫时,清扫产生的含煤废水应予以处理,含煤废水经处理后宜重复利用,而煤场雨水沉淀池宜与输煤系统建筑冲洗排水沉淀池合并设置。

#### 7.2.4 生活污水处理系统

(1) 厂外及厂区内污水处理站位置的选择,应根据下列因素综合确定。

- 1) 在发电厂夏季主导风向的下方。
- 2) 有扩建的条件。
- 3) 有利于污(废)水的收集、储存及回收利用。

(2) 污水处理站区的面积应按发电厂规划容量确定,采

用分期建设。

(3) 污水处理系统的出力应根据水质、水量、排放频率、调节能力等因素综合确定。

(4) 污水处理站的总体布置应根据站内各建(构)筑物的功能和流程要求,结合站址地形、气象和地质条件等因素综合确定,并应便于施工、维护和管理。

(5) 污水处理设施的个(格)数应符合DL/T 5046—2006《火力发电厂废水治理设计技术规定》及GB 50014—2006《室外排水设计规范》的要求。

各类提升泵、加药泵及鼓风机等经常运行的转动设备,应设备用。

(6) 污水处理站并联运行的处理构筑物间应设均匀配水装置。各处理构筑物间宜设可切换的连通管(渠)。

(7) 处理构筑物宜设排空设施,排出的水应回流处理。

(8) 污水处理站应根据处理工艺的要求,设污水、污泥和气体的计量装置,并可设置必要的仪表和控制装置。

(9) 设置生活污水处理设施的电厂,生活污水排水管道上可不设置化粪池。

#### 7.2.5 排水泵站

电厂排水泵站的设计除按GB 50014—2006外,还应注意以下问题。

(1) 宜采用潜水泵作为生活污水、生产废水的提升泵。

(2) 集水池应设拦污栅,且宜与泵室合建。

(3) 集水池或合建泵室的布置,应注意潜水泵的吸水水力条件,减少滞留或涡流。

(4) 泵室可根据需要分格设置。

(5) 在泵重大于1t时,宜配备耦合装置及相应固定起吊设备。

(6) 宜按液位变化自动控制泵的运行。当水泵为自动运行时,每小时水泵的开启次数不宜超过6次。

### 7.3 雨水排水系统

#### 7.3.1 雨水量

雨水设计流量应按下列公式计算,即

$$Q = q \varphi A \quad (2.9-4)$$

式中:  $Q$  为雨水设计流量,  $L/s$ ;  $q$  为设计暴雨强度,  $L/(s \times 10^4 m^2)$ ;  $\varphi$  为径流系数;  $A$  为汇水面积,  $10^4 m^2$ 。

径流系数可按表2.9-6选取,汇水面积的平均径流系数按地面种类加权平均计算。

表 2.9-6 径 流 系 数

地 面 种 类	$\varphi$
各种屋面、混凝土和沥青路面	0.85~0.95
大块石铺砌路面和沥青表面处理的碎石路面	0.55~0.65
级配碎石路面	0.40~0.50
干砌砖石和碎石路面	0.35~0.40
非铺砌土地面	0.25~0.35
绿地	0.10~0.20
贮煤场	0.15~0.30

设计暴雨强度公式,可采用发电厂所在或邻近城市的暴雨强度公式或根据水文气象资料建立的设计暴雨强度公式。

发电厂的雨水管渠设计重现期  $P$  值,宜选用的范围为2.0~5.0年。

#### 7.3.2 雨水管沟

雨水排水干管的设计流量一般按经常性排水流量加非经



常性排水项目中最大一项流量计算。

雨水管道应尽量考虑自流排出。计算水体水位时，应同时考虑现有的和规划的水库等水利设施引起的水位变化情况。当受水体水位顶托时，应根据发电厂重要性和积水所造成的后果，设置防潮门、闸门或泵站等设施。

厂区雨水排水管道应考虑规划容量时雨水的排放，雨水排水管道通常采用钢筋混凝土管或双壁波纹管、缠绕增强管等管材。

### 7.3.3 雨水泵房

发电厂雨水泵的设计与 7.2.5 相似，除按 GB 50014—2006 的规定外，还应注意以下问题：

(1) 雨水泵宜采用轴流泵、立式污水泵、斜流泵等，要注意的是由于雨量变化范围大，配置的水泵台数应尽量多一些，或采用大小泵配置。

(2) 各台雨水泵出口如有可能尽量单独排出（如设置高位雨水调节池），这样可以省去水泵出口电动蝶阀和止回阀（用轴流泵时）。

(3) 宜按液位变化自动启停各台水泵。当水泵为自动运行时，则每小时水泵的开启次数不宜超过 6 次。

## 8 厂外灰渣（含脱硫石膏）输送系统

### 8.1 厂外灰渣输送方式

厂外灰渣输送方式应根据厂内除灰渣系统的选择，贮灰场的距离、高差、地形、地质，气象条件，冲灰水质、水量等条件，通过技术经济比较确定，并应充分考虑灰渣综合利用和环保要求。

目前，灰渣输送有水力和干式两种方式，而干式又分为汽车运输、皮带运输和气力输送。

为满足节约用水和充分考虑灰渣综合利用，应尽可能采用干除灰方式。

如选用水力除灰系统，应重复使用发电厂排水（如经处理过的工业废水、循环水排污水等），不宜使用新水。

### 8.2 水力灰渣管线选择及敷设方式

#### 8.2.1 灰渣管管线的选择要求

(1) 应注意不占或少占耕地，避免通过居民区，宜沿道路、铁路、堤坝敷设。

(2) 沿灰渣管应设有便于施工和运行维护的检修道路，并应考虑尽量不影响农田耕作、充分利用现有道路等因素，新建检修道路宜按简易道路修筑。

(3) 应尽量避免跨越河渠、道路、铁路或其他建筑物，当必须跨越时宜成直角相交。当需要修建管桥时，宜利用已有或结合新建桥梁进行架设。

(4) 应注意缩短管线长度、减少管线转角数目及纵向起伏，管线转角角度不宜大于  $60^\circ$ 。

#### 8.2.2 灰渣管道敷设方式

常规水力除灰渣管道采用地面敷设和埋地敷设两种方式。

#### 8.2.3 管材的选用

灰渣管道宜采用钢管或根据灰水性质（灰、渣、灰渣）采用耐磨、防结垢的复合管材；灰水回收管道宜采用钢管或预应力钢筋混凝土管。

对于磨损严重的灰渣管段，宜采用钢管内衬铸石管或其他耐磨复合管。

当灰水结垢、磨损不严重时，灰渣管宜采用钢管或防结

垢复合管。

当采用钢管时，管壁厚度应经计算确定，但渣管壁厚不应小于 10mm，灰管壁厚不应小于 7mm，并应采取相应的防腐蚀措施。

#### 8.2.4 管道支墩和支座

当管道采用地面敷设时，宜采用支墩形式敷设管道，支墩上采用各种支座固定管道，灰渣管支座形式可按下列规定确定：

(1) 当灰渣管利用伸缩节补偿时，在两个伸缩间的管段中点（或接近中点）和管道转弯处应设置固定支座。伸缩节两侧的第二个支座应为导向支座，其他部分的支座应为滑动支座或滚动支座。

(2) 当灰渣管利用快速管道接头补偿时，在管道转弯处应设置固定支座。直线段每隔 150mm 左右宜设置固定支座，每隔 50m 左右应设置导向支座，其他部分的支座应为滑动支座或滚动支座。

(3) 当灰渣管利用大于  $30^\circ$  的弯头自补偿时，弯头附近的支座应考虑管道的侧向位移；弯头两侧的第二个固定支座推力应根据自补偿方法进行计算。

(4) 架空管道上的伸缩节处的支座，当高度超过 3m 时，应在支座上设置检修小平台，并应有栏杆和爬梯。

(5) 支墩、支架的结构要求。

1) 支墩指高度较低的灰渣管滑动、导向和固定支座的支撑结构，一般为重力式，常采用混凝土结构。

2) 支架指高度较高的支撑结构，根据具体情况可以设计为单柱、双柱和构架式，一般为排架式，多采用钢筋混凝土结构。

3) 作用在支墩上的荷载有结构自重、土压力、灰渣管及灰水重、正常运行或备用管开始投入时的管道总推力等。作用在支架上的荷载有结构自重、灰渣管及灰水重、风荷载、检修荷载、正常运行或备用管开始投入时的管道总推力、水压力、流冰和漂浮物等的冲击力、地震荷载等。以上荷载中最大的荷载为管道推力。

#### 8.2.5 管道水压试验

长距离且工作压力较高的灰渣管道，宜按分段压力设计，最低压力值和分段压力差宜通过技术经济比较确定。

灰渣管应进行水压试验，并应符合下列规定：

(1) 灰渣管道应在外观检查合格后再进行压力试验。架空管道、明装管道以及非隐蔽的管道应在外观检查合格后，进行压力试验；地下管道必须在管基检查合格，管身两侧及其上部回填不小于 0.5m 以后进行水压试验。

(2) 钢管的试验压力：应为工作压力的 1.25 倍，但不应小于工作压力加 500kPa，并不应小于 900kPa。

(3) 钢筋混凝土管的试验压力：当工作压力小于或等于 600kPa 时，应为工作压力的 1.5 倍；当工作压力大于 600kPa 时，应为工作压力加 300kPa。

(4) 当灰渣管或灰水回收管管线长、起伏大、压力高时，应根据设计中采用的消除水锤措施等因素，分段确定管道的工作压力和试验压力。

### 8.3 干除灰道路

当采用干除灰时多采用汽车运输方式，此时需设置运灰道路。灰场外运灰道路应尽可能利用已有道路或在此基础上升级改造。运灰道路路面按混凝土路面设计。灰场内应根据堆灰方式设置临时道。

## 9 贮灰场

### 9.1 贮灰场形式及选址

#### 9.1.1 贮灰场的形式

贮灰场分为湿贮灰场和干贮灰场。根据地势或地形的不同,贮灰场可分为山谷灰场、滩涂灰场和平原灰场。根据不同的使用性能,贮灰场还可分为长期使用灰场和事故备用灰场。后者多用在城市热电厂和灰渣综合利用率非常高的电厂。

#### 9.1.2 贮灰场的选址

贮灰场的选址应按照节约耕地(或土地)、不破坏自然环境、安全、经济等原则去选择。为节约土地应尽量不占、少占或缓占耕地、果园和树林,尽力避免迁移居民;宜选用山谷、洼地、荒地、河(海)滩地、塌陷区和废矿井等。为安全和环保计,贮灰场宜设在大型工矿企业和城镇的下游、工业区和居民集中区常年主导风向的下方,贮灰场的边界距离居民区或村庄不小于500m;贮灰场对周围环境的影响必须符合现行国家环境保护法规的有关规定,同时应满足当地的环保要求,特别是对大气环境、地表水、地下水的污染时应有采取防治措施的条件;贮灰场的主要建(构)筑物地段宜具有良好的地质条件,库区宜具有良好的水文地质条件。为追求经济性,贮灰场内或附近应贮有足够的筑坝材料,并有覆盖灰面的土源、具备分期分块贮灰及灰渣筑坝的条件。

#### 9.1.3 贮灰场的容积及征地

在规划选厂阶段,要求所选的贮灰场总容积应能达到存放20年左右灰渣量的要求,此时灰渣量应按电厂规划容量计算。由于一次建设如此巨大的贮灰场占地太多、造价太高,一般考虑分期或分块建设使其更具经济性,故在设计阶段,贮灰场初期征地按本期电厂容量及按设计煤种计算的10年左右灰渣量来确定。当灰渣综合利用条件较好时,灰场征地年限还可适当减少。当采用分期筑坝或分块建设时,初期坝或初期灰场所形成的有效容积应能容纳发电厂实际排入3~5年的灰渣量,事故备用灰场一般按设计煤种0.5年的灰渣量来确定。

#### 9.1.4 设计原始资料

无论设计湿贮灰场还是设计干贮灰场均需要如下原始资料:

- (1) 灰场区域的地形图,根据设计阶段的不同地形图比例从1:500~1:10000不等。
- (2) 灰场区域特别是坝址区的工程地质和水文地质勘探资料。
- (3) 灰场区域水文气象条件(主要是洪水资料)。
- (4) 筑坝材料的物理力学指标。
- (5) 灰场区域的环境评价报告。
- (6) 灰场区域的地震、地质灾害安全影响评估报告。
- (7) 灰场区域的水土保持报告。
- (8) 政府同意占用灰场区域土地的批复文件。
- (9) 与相关企业的灰渣综合利用协议。
- (10) 之前一个设计阶段的审查意见。

### 9.2 湿贮灰场

#### 9.2.1 灰场规划

山谷灰场的规划一般按20年的使用年限确定坝体的总坝高,按3~5年的使用年限选择初期坝高。此后再行后期

加高子坝的设计,每一级子坝的使用年限不宜少于1年。

滩涂灰场的规划一般按堤外洪水确定堤顶标高,按20年的使用年限确定面积,按3~5年的使用年限设计初期围堤。

平原灰场的规划一般按20年的使用年限确定面积,按3~5年的使用年限设计初期围堤。此后再行后期加高子坝的设计,一般子坝的总高度不超过10m,每一级子坝的使用年限不宜少于1年。

#### 9.2.2 坝型选择和设计标准

##### 9.2.2.1 坝型选择

灰坝坝型按筑坝材料可分为土坝、堆石坝、土石混合坝和灰渣筑坝等;按渗透性可分为透水坝和不透水坝;按是否分级加高可分为一次建成的坝型和分期加高的坝型(分期加高的坝型包括初期坝和子坝)。一次建成的坝型多为不透水坝;分期加高的初期坝多为透水坝。

山谷灰场宜优先选择初期为透水坝分期加高的坝型。这种坝型因为可以分期投资而使灰场建设总费用较低。分期加高的坝型一般采用向上游加高方式。滩涂灰场受堤外洪水影响较大,且一般不考虑加高使用,故宜选择不透水围堤。平原灰场筑坝材料在灰场内取用,一般为黏土,故围堤宜选择不透水围堤。

##### 9.2.2.2 设计标准

贮灰场的设计标准应根据灰场类型、库容大小、灰坝高度和灰坝失事后对附近和下游的危害程度综合考虑确定。山谷灰场灰坝根据坝高和库容的不同分为一、二、三级。滩涂灰场围堤建设标准应与当地堤防工程一致。围堤设计应按DL/T 5339—2006《火力发电厂水工设计规范》及GB 50286—1998《堤防工程设计规范》执行。平原灰场围堤的设计标准参照滩涂灰场执行。

#### 9.2.3 坝体计算

坝体应进行渗流及渗流稳定、沉降和抗滑稳定计算。

#### 9.2.4 坝基处理

为保证坝体安全运行和保护下游环境,当坝基不能满足渗透稳定、控制渗流量、静力和动力稳定、不均匀沉降等方面的要求时需进行处理,常用的处理方法有换填法、强夯法、帷幕灌浆法、预压法、挤密桩法等。

#### 9.2.5 灰渣筑坝及排渗设施

##### 9.2.5.1 灰渣筑坝

所谓灰渣筑坝是指在灰渣地基上用当地材料或灰渣加筑子坝的一种坝型。该坝型由于在节省灰场造价方面具有独特优势,故大量使用。由于是在灰渣地基上筑坝,而灰渣具有强透水性、承载力不高、易液化等特点,因此一般按以下原则进行设计。

(1) 初期坝宜修建透水坝。当为非透水坝时,宜设置排水能力较强,且长期排水可靠的棱体、褥垫和盲沟等排水设施。

(2) 采用坝前均匀放灰并宜保持不小于150m的干滩长度。

(3) 作为子坝坝基的坝前沉积区的灰渣宜采取加速排水固结的措施。

(4) 子坝宜设置必要的排渗设施,并宜与初期坝排渗设施连成网络。

(5) 子坝坝体应密实,注意新老接合面的处理,防止出现薄弱环节。

(6) 地震区应充分论证,采取有效措施防止灰坝和地基液化。



### 9.2.5.2 排渗设施

排渗设施设置的好坏对灰渣筑坝的安全影响极大。降低浸润线高度是设置排渗设施的主要目标。对于灰渣筑坝的坝体,排水设施能够加快沉积灰渣的固结,提高灰渣坝体的抗剪强度,防止灰渣的地震液化。排渗设施一般分为下游排渗设施和上游排渗设施。排渗设施在功能上应具有在防止堵塞的同时又能有效地排出渗透水的能力。

### 9.2.6 排水和泄洪构筑物

山谷湿贮灰场中一般有两股水需要排除,一是随水力除灰进入灰场的除灰水,此部分水需澄清、回收后再次用于除灰;二是随雨水进入灰场的山洪水,此部分水一般澄清后排放。滩涂灰场和平原灰场一般只有除灰水和少量雨水。

排水系统一般由竖井或斜槽—管道—消力池等构筑物组成,也兼作溢洪设施使用。为排水安全,贮灰场宜设置两个及以上溢流竖井或斜槽。

### 9.2.7 环境保护

湿式贮灰场对环境的影响主要是下渗灰水引起的对地下水的污染和飞灰引起的对大气的污染两部分。为免除对地下水的污染一般采取灰水回收和灰场底部防渗层两个措施。为防止飞灰污染一般通过调节灰场内的运行水位来进行控制。

## 9.3 干贮灰场

### 9.3.1 采用干贮灰场的原则

当干除灰与水力除灰通过经济比较后表明干除灰更具经济性时宜采用干贮灰场;由于干贮灰场较湿贮灰场在安全性方面具有明显优势,因而如灰场附近或下游设有诸如城市生命线工程等设施且对灰场提出很高要求时宜采用干贮灰场;由于干贮灰场较湿贮灰场在环保、节水等方面具有明显优势,故在环保有特殊要求地区、缺水地区宜采用干贮灰场;平原地区具有易于分期分块堆灰、易于布置运灰道路等优势,宜优先采用干贮灰场以达到缓占并少占耕地的目的;灰渣综合利用率高的地区宜采用干贮灰场;事故备用灰场宜采用干贮灰场。

### 9.3.2 干灰场规划

干灰场一般按20年的使用年限规划,10年征地,3~5年的使用年限建设。

### 9.3.3 干灰场模式、设计标准

#### 9.3.3.1 干灰场模式

山谷干灰场多采用两种模式。第一种模式是上下游均设置坝体,第二种模式是四周山体设截洪沟。上游坝体为拦洪坝,主要拦截上游汇水面积汇入的洪水。下游坝体一般设堆石棱体,作为干灰场的坡脚。四周山体截洪沟一般设计为浆砌石沟或土质边沟。堆灰时既可以从上游向下游堆贮,也可以从下游向上游堆贮。一般情况下宜采用从下游向上游堆贮的方式。滩涂干灰场与滩涂湿灰场非常相像。滩涂灰场的坝体主要受控于坝外水的影响,故无论干、湿灰场其坝体无差异。堆灰时一般从一侧堆起,堆贮至设计标高即刻覆土。

平原干灰场一般四周会用低矮的土堤围起。堆灰时从主导风向的上风方向一侧堆起,逐渐堆贮至设计标高即刻覆土。

#### 9.3.3.2 干灰场设计标准

干贮灰场的设计标准也应根据灰场类型、库容大小、灰坝高度和灰坝失事后对附近和下游的危害程度综合考虑确定。

山谷干灰场灰坝的设计标准分三种不同情况而采用不同

的标准。①下游设初期坝并采取由下游向上游堆灰方式时,设计标准可参照湿贮灰场确定。②上游设有拦洪坝时,该拦洪坝设计标准可按照堆灰高度和容积参照湿贮灰场确定。③灰场周围山坡设截洪沟时,截洪沟的设计标准可按重现期为十年一遇洪水考虑。

滩涂干灰场围堤建设标准与滩涂湿灰场完全相同。平原干灰场围堤的设计标准可参照平原湿灰场执行。

### 9.3.4 干灰场坝体

#### 9.3.4.1 干灰场坝体计算内容

滩涂干灰场坝体计算内容与湿灰场完全相同。山谷和平原干灰场坝体不必进行渗流及渗流稳定计算,仅计算沉降和抗滑稳定即可。坝体的沉降计算与湿灰场完全相同。坝体抗滑稳定计算与湿灰场基本相同。

#### 9.3.4.2 坝(灰)体碾压、坝基处理

山谷和平原干灰场的坝体除初期坝之外大部分坝体是在电厂运行期通过碾压灰体形成的,设计应对碾压灰体的坝体部分提出明确的碾压要求。

山谷和平原干灰场坝体坝基一般不必进行处理。当遇到不良地基时,一般可通过调整堆灰坡度来满足稳定要求。滩涂干灰场坝体坝基处理方式与湿灰场相同。

### 9.3.5 泄洪构筑物

山谷干灰场中因有山洪水需排除,故需设置排洪构筑物。设有上游拦洪坝的山谷干灰场排洪系统一般由入水口—管道—消力池等构筑物组成。没有上游拦洪坝的山谷干灰场排洪系统一般由多个竖井(斜槽)—管道—消力池等构筑物组成。四周山体截洪沟的水一般也通过排洪系统排出。排洪系统的其他各项要求与湿灰场相同。

### 9.3.6 环境保护

对环境的影响主要是下渗灰水引起的对地下水的污染和飞灰引起的对大气的污染两部分。为防止对地下水的污染,一般采取灰场底部铺设防渗层。为达到防止飞灰污染的目的,可同时采取多项措施:

- (1) 对送往灰场的干灰预先加水搅拌。
- (2) 对送到灰场的加湿灰进行碾压。
- (3) 不扰动碾压灰的表面。
- (4) 是经常对灰的表面洒水以保持湿润。
- (5) 尽量减小碾压灰的作业面面积。
- (6) 对已堆到设计标高的灰面尽快覆土。
- (7) 设置防风林。

在这些措施中经常对灰的表面洒水最有效。

干式贮灰场应进行环保监测设施的设计。

## 10 消防

### 10.1 电厂建(构)筑物的火灾危险性分类及其耐火等级

电厂建(构)筑物的火灾危险性分类一般为丙、丁、戊类,只有供氢站、贮氢罐为甲类,贮氧罐为乙类,其耐火等级除了油浸变压器室为一级,吸收塔和冷却塔为三级外,其他均为二级,建(构)筑物的火灾危险性分类及其耐火等级详见表2.9-7。

表 2.9-7 建(构)筑物的火灾危险性分类及其耐火等级

建(构)筑物名称	火灾危险性分类	耐火等级
主厂房(汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房)	丁	二级
集中控制楼	丁	二级



续表		
建（构）筑物名称	火灾危险性分类	耐火等级
吸风机室	丁	二级
除尘构筑物	丁	二级
烟肉	丁	二级
脱硫工艺楼	戊	二级
脱硫电控楼	戊	二级
吸收塔	戊	三级
增压风机室	戊	二级
屋内卸煤装置	丙	二级
碎煤机室、转运站及配煤楼	丙	二级
封闭式运煤栈桥、运煤隧道	丙	二级
筒仓、干煤棚、解冻室、室内贮煤场	丙	二级
点火油罐和供、卸油泵房及栈台（柴油、重油、渣油）	丙	二级
油处理室、露天油库	丙	二级
电气控制楼、网络控制楼、微波楼、继电器室	戊	二级
屋内配电装置楼（内有每台充油量大于 60kg 的设备）	丙	二级
屋内配电装置楼（内有每台充油量小于等于 60kg 的设备）	丁	二级
屋外配电装置（内有含油电气设备）	丙	二级
油浸变压器室	丙	一级
岸边水泵房、中央水泵房	戊	二级
灰浆、灰渣泵房	戊	二级
生活、消防水泵房	戊	二级
稳定剂室、加药设备室	戊	二级
进水建筑物	戊	二级
冷却塔	戊	三级
化学水处理室、循环水处理室	戊	二级
供氢站、贮氢罐	甲	二级
贮氧罐	乙	二级
启动锅炉房	丁	二级
空气压缩机室（无润滑油或不喷油螺杆式）	戊	二级
空气压缩机室（有润滑油）	丁	二级
热工、电气、金属试验室	丁	二级
天桥	戊	二级

续表		
建（构）筑物名称	火灾危险性分类	耐火等级
天桥（下面设置电缆夹层时）	丙	二级
变压器检修间	丙	二级
雨水、污（废）水泵房	戊	二级
检修车间	戊	二级
污水处理构筑物	戊	二级
给水处理构筑物	戊	二级
电缆隧道	丙	二级
柴油发电机房	丙	二级
特种材料库	乙	二级
一般材料库	戊	二级
材料棚库	戊	二级
机车库	丁	二级
汽车库、推煤机库	丁	二级
消防车库	丁	二级

注 1. 除本表规定的建（构）筑物外，其他建（构）筑物的火灾危险性  
性及耐火等级应符合 GB 50016—2006 的有关规定。  
2. 主控制楼（网络控制楼）、天桥、继电器室，当不采取防止电  
缆着火后延燃的措施时，火灾危险性应为丙类。

10.2 电厂厂区总平面布置

总平面布置主要考虑消防队进入电厂的交通条件，以保证一旦发生火灾时消防部门能顺利到达电厂援救。

10.2.1 重点防火区域及区域内的主要建（构）筑物

对点火油库、制氢站等易发生火灾等设施，其布置应在远离散发火花的地点或位于明火、散发火花地点全年最小频率风向的下风侧、布置在厂区边缘等预防措施。

重点防火区域（主厂房区、点火油库、配电装置区等）均应设有环形消防车道或消防通道，以方便消防车辆的通过或停靠，一旦发生火灾时能够有效地控制火灾区域。厂内其他主要生产区与主要生产车间的四周应设环形消防路网，所有建筑均有道路相通。跨越道路的架空设施等障碍物的最小净空为 4.5m。

厂区沟道、隧道内每隔一定距离应设置防火门或埋砂。对电缆隧道按设计规定设置自然通风装置。地下沟道与建筑物的连接口用防火材料封堵。

10.2.2 各建（构）筑物之间的防火间距

厂区内各建（构）筑物之间的防火间距不应小于表 2.9-8 的规定。

表 2.9-8 各建（构）筑物之间的防火间距

建（构）筑物名称			丙、丁、戊类建筑耐火等级		屋外配电装置	露天卸煤装置或贮煤场	供氢站	贮氢罐	点火油罐区贮油罐	露天油库	行政生活福利建筑		铁路中心线		厂外道路（路边）	厂内道路（路边）		
			一、二级	三级							一、二级	三级	厂外	厂内		主要	次要	
丙、丁、戊类生产建筑	一、二级		10	12	10	8	12	12	20	12	10	12						
	三级		12	14	12	10	14	15	25	15	12	14						
屋外配电装置			10	12	—	15	贮存褐煤时为25	25	25		10	12	—	—	—			
主变压器或屋外厂用变压器	油量（t/台）	<10	12	15	—				40	30	15	20	—	—	—	—	—	—
		10~50	15	20							20	25	—	—	—	—	—	
		>50	20	25							25	30	—	—	—	—	—	—

续表

建（构）筑物名称		丙、丁、戊类建筑耐火等级		屋外配电装置	露天卸煤装置或贮煤场	供氢站	贮氢罐	点火油罐区贮油罐	露天油库	行政生活福利建筑		铁路中心线		厂外道路（路边）	厂内道路（路边）		
		一、二级	三级							一、二级	三级	厂外	厂内		主要	次要	
露天卸煤装置或贮煤场		8	10	15	—	15				8	10	—	—	—	—	—	
				贮存褐煤时为 25		贮存褐煤时为 25											
供氢站		12	14	25	15	贮存褐煤时为 25	12	12	25	25	25		30	20	15	10	5
贮氢罐		12	15	25			12	注 3	25				25	20	15	10	5
点火油罐区贮油罐		20	25	25			25	25	注 6	—	25	32	30	20	15	10	5
露天油库		12	15	25			15	25	—	注 4	15	20	30	20	15	10	5
行政生活福利建筑	一、二级	10	12	10	8	25	25		15	6	7	—		—			
	三级	12	14	12	10		32	20	7	8							

注 1. 防火间距应按相邻两建(构)筑物外墙的最近距离计算,当外墙有凸出的燃烧构件时,应从其凸出部分外缘算起。  
2. 贮氢罐之间的距离应为相邻较大贮氢罐的直径。  
3. 一组露天油库区的总贮油量不大于 1000m<sup>3</sup>,且可按数个贮油罐分两行成组布置,贮油罐之间的间距不宜小于 1.5m。

10.3 电厂建(构)筑物的安全疏散和建筑构造

10.3.1 主厂房的安全疏散

主厂房内每个车间的安全出口均不应少于两个。车间的安全出口可利用通向相邻车间的门作为第二安全出口,但每个车间必须有一个直通室外的出口。另外,主厂房单元控制室的疏散出口应不少于两个,当建筑面积小于 60m<sup>2</sup>时可设一个。

10.3.2 其他厂房的安全疏散

(1) 集中控制楼。集中控制楼要求设两个安全出口,一般设计考虑一个直接通向室外,另一个通向主厂房。疏散楼梯间宽度不小于 1.1m,疏散钢梯宽度不小于 0.8m,并且斜度不大于 45°。

(2) 电缆夹层。电缆夹层设甲级防火门,疏散楼梯间及其他房间的门为乙级防火门,防火门一律向疏散方向开启。

(3) 碎煤机室、转运站等输煤建筑物。碎煤机室、转运站等输煤建筑物要求设置一个疏散梯,而配电装置室应设两个安全出入口,地下及半地下室也应设两个安全出入口。

10.4 电厂消防给水、灭火设施

10.4.1 消防给水系统

表 2.9-9 建(构)筑物室外消防一次用水量

耐火等级	一次火灾用水量(L/s)		建(构)筑物体积 (m³)	1501~3000	3001~5000	5001~20 000	20 000~50 000	>50 000
	建筑物名称及火灾危险性类别							
二级	主厂房			15	20	25	30	40
	特种材料库	丙	15	25	25	35	—	
	其他建筑			15	15	20	25	30
三级	其他厂房或一般材料库	戊	10	15	20	25	35	
	其他建筑			15	20	25	30	—

注 1. 消防用水量应按消防需水量最大的一座建筑物或防火墙间最大的一段计算,成组布置的建筑物应按消防需水量较大的相邻两座计算。  
2. 变压器室外消火栓用水量应不小于 10L/s。  
3. 当建筑物内有自动喷水、水喷雾、消火栓及其他消防用水设备时,一次灭火用水量应为上述室内需要同时使用设备的全部消防水量加上室外消火栓用水量的 50%计算确定,但不得小于本表的规定。

电厂消防给水系统一般采用带稳压泵的稳高压独立供水系统,有条件的也有采用常高压系统的独立消防给水系统。

厂区内消防给水水量应按同一时间发生火灾的次数及一次最大灭火用水量计算。一次灭火用水量应为建筑物室外和室内消防用水量之和。厂区消火栓灭火系统的管网可与自动喷水、水喷雾灭火系统给水管网合并设置,但必须在阀前分开。

厂区内当占地面积小于等于 100hm<sup>2</sup>时,同一时间内的火灾次数为 1 次,当占地面积大于 100hm<sup>2</sup>时,同一时间内的火灾次数为 2 次。

10.4.2 室外消防给水

10.4.2.1 室外消防水量

室外消防用水量的计算应符合下列规定:

(1) 建(构)筑物室外消防一次用水量不应小于表 2.9-9 的规定。

(2) 贮煤场的消防用水量应不少于 20L/s。

(3) 消防用水与生活用水合并的给水系统,在生活用水达到最大小时用水时,应确保消防用水量(消防时,淋浴用水可按计算淋浴用水量的 15%计算)。





表 2.9-12 主要建（构）筑物和设备火灾自动报警系统

建（构）筑物和设备	火灾探测器类型	建（构）筑物和设备	火灾探测器类型
单元控制室、集中控制楼、主控制楼、网络控制楼		锅炉房及煤仓间	
1. 电缆夹层	感烟或线型感温	1. 锅炉本体燃烧器区	线型感温
2. 电子设备间	高灵敏型吸气式感烟或点型感烟	2. 磨煤机润滑油箱	线型感温
3. 控制室	高灵敏型吸气式感烟或点型感烟	运煤系统	
4. 计算机房	高灵敏型吸气式感烟或点型感烟	1. 控制室与配电间	感烟
5. 继电器室	高灵敏型吸气式感烟或点型感烟	2. 转运站	线型感温
微波楼和通信楼	感烟	3. 碎煤机室	线型感温
汽机房		4. 运煤栈桥	线型感温
1. 汽轮机油箱	线型感温或火焰	5. 煤仓及煤仓层	线型感温
2. 电液装置	线型感温或火焰	其他	
3. 氢密封油装置	线型感温或火焰	1. 柴油发电机室	感烟
4. 汽轮机轴承	感温或火焰	2. 点火油罐	线型感温
5. 汽轮机运转层下及中间层油管道	线型感温	3. 汽机房架空电缆处	线型感温
6. 主厂房内主蒸汽管道与油管道交叉处	线型感温	4. 锅炉房零米以上架空电缆处	线型感温
7. 给水泵油箱	线型感温	5. 汽机房至主控制楼电缆通道	线型感温
8. 配电装置室	感烟	6. 电缆交叉、密集及中间接头部位	线型感温

表 2.9-13 主要建（构）筑物和设备火灾自动报警系统与固定灭火系统

建（构）筑物和设备	火灾探测器类型	报警控制方式	灭火介质及系统形式
单元控制室、集中控制楼、主控制楼、网络控制楼			
1. 电缆夹层	吸气式感烟或缆式线型感温与点型感烟组合	自动报警，自动灭火	细水雾、水喷雾或其他固定灭火设施
2. 电子设备间	吸气式感烟或点型感烟与点型感烟组合	自动报警；自动灭火或人工确认后手动灭火	固定式气体或其他灭火系统
3. 控制室	吸气式感烟或点型感烟	自动报警	—
4. 计算机房	吸气式感烟或感烟点型与点型感烟组合	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	固定式气体或其他灭火系统
5. 继电器室	吸气式感烟或感烟与感烟组合	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	固定式气体或其他灭火系统
6. DCS 工程师室	吸气式感烟或感烟点型与点型感烟组合	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	固定式气体或其他灭火系统
微波楼和通信楼	感烟或感温	自动报警	—
汽机房			
1. 汽轮机油箱	线型感温或火焰	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	水喷雾或细水雾
2. 电液装置	线型感温或火焰	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	水喷雾或细水雾（抗燃油除外）
3. 氢密封油装置	线型感温或火焰	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	水喷雾或细水雾
4. 汽轮机轴承	感温或火焰	自动报警	—
5. 汽轮机运转层下及中间层油管道	线型感温	自动报警，自动灭火	雨淋或细水雾
6. 给水泵油箱	线型感温	自动报警，自动灭火	雨淋或水喷雾、细水雾（抗燃油除外）
7. 配电装置室	感烟	自动报警，自动灭火	细水雾或其他固定灭火装置
8. 电缆夹层	高灵敏型吸气式感烟或线型感温与感烟组合	自动报警，自动灭火	细水雾、水喷雾或其他固定灭火装置

续表

建（构）筑物和设备	火灾探测器类型	报警控制方式	灭火介质及系统形式
9. 汽轮机贮油箱	线型感温或火焰	自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火	水喷雾或细水雾
锅炉房及煤仓间			
1. 锅炉本体燃烧器区	线型感温	自动报警，人工确认后手动灭火	雨淋或水喷雾、细水雾
2. 磨煤机润滑油箱	线型感温	自动报警，人工确认后手动灭火	水喷雾或细水雾
3. 回转式空气预热器	感温（设备温度自检）	自动报警，人工确认后手动灭火	提供设备内消防水源
4. 原煤仓、煤粉仓（无烟煤除外）	线型感温	自动报警，人工确认后手动灭火	惰性气体
运煤系统			
1. 控制室	感烟或感温	自动报警	—
2. 配电间	感烟或感温	自动报警，自动灭火	固定灭火装置
3. 电缆夹层	线型感温或高灵敏型吸气式感烟	自动报警，手动及自动灭火	固定灭火装置
4. 转运站及筒仓	线型感温	自动报警，自动灭火	水幕
5. 碎煤机室	线型感温	自动报警，自动灭火	水幕
6. 运煤栈桥（燃用褐煤或易自燃高挥发分煤种）	线型感温	自动报警，自动灭火	水幕、水喷雾或自动喷水
7. 煤仓间带式输送机层	线型感温	自动报警，自动灭火	水幕、水喷雾或自动喷水
8. 室内贮煤场	可燃气体	自动报警	—
其他			
1. 机组柴油发电机室	感烟与感温组合	自动报警，自动灭火	自动喷水或水喷雾、细水雾
2. 点火油罐	线型感温	自动报警，手动灭火	泡沫灭火或其他灭火设施
3. 汽机房架空电缆处	线型感温	自动报警	—
4. 锅炉房零米以上架空电缆处	线型感温	自动报警	—
5. 汽机房至主控制楼电缆通道	线型感温	自动报警	—
6. 电缆交叉、密集及中接头部位	线型感温	自动报警，自动灭火	悬挂式灭火装置
7. 主厂房内主蒸汽管道与油管道交叉处	感温	自动报警，自动灭火	悬挂式灭火装置
8. 供氢站	可燃气体	自动报警	—
9. 办公楼〔设置有风道（管）的集中空气调节系统，且建筑面积大于 3000m <sup>2</sup> 〕	感烟	自动报警，自动灭火	自动喷水
10. 脱硫电控楼控制室	感烟或感温	—	—
11. 脱硫电控楼配电间	感烟或感温	自动报警，自动灭火	固定灭火装置
12. 脱硫电控楼电缆夹层	感烟或线型定温	自动报警，自动灭火	固定灭火装置
13. 油处理室	感温	自动报警，自动灭火	固定灭火装置
14. 电缆隧道	线型感温	自动报警，自动灭火	细水雾、水喷雾或其他灭火系统
15. 油浸变压器室	线型感温	自动报警	—

注 对于设置固定灭火系统的场所，宜采用两种同类或不同类的探测器组合探测方式。

(4) 50MW 机组容量以上的燃煤电厂，其运煤栈桥及运煤隧道与转运站、筒仓、碎煤机室、主厂房连接处应设水幕。

(5) 单台容量在 90MVA 及以上的油浸变压器，宜采用水喷雾灭火系统。

(6) 封闭式运煤系统建筑为钢结构时，应设置自动喷水灭火系统或水喷雾灭火系统。

10.4.5 最大消防用水量和水压

电厂最大消防水量和水压一般采用不同保护对象进行最不利组合，从而找出最大消防水量和水压，根据火灾的延续时间计算出消防总用水量。表 2.9-14 为主要控制点及设备

的消防水量和水压计算。

表 2.9-14      主要控制点及设备的消防水量和水压计算

保护对象	最不利组合	火灾延续时间 (h)	消防水量		需要总水头 (m)	火灾延续时间内消防用水总量 (m <sup>3</sup> )
			L/s	m <sup>3</sup> /h		
主厂房消防	室内消火栓					
	室外消火栓					
	自动喷水装置					
小计						

续表

保护对象	最不利组合	火灾延续时间 (h)	消防水量		需要总水头 (m)	火灾延续时间内消防用水量 (m³)
			L/s	m³/h		
室外变压器	水喷雾					
	消火栓					
小计						
空气预热器	设备内雨淋喷水					
油罐区	室外消火栓					
	着火油罐冷却					
	邻近油罐冷却					
	配制泡沫用					
	泡沫枪					
小计						

10.4.6 水喷雾与自动喷水灭火系统

根据 10.4.4 节中叙述，电厂主变压器、汽轮机油箱等主要采用水喷雾灭火系统，而栈桥等多采用自动喷水灭火系统，除了执行国家标准 GB 50219—1995《水喷雾灭火系统设计规范》、GB 50084—2001《自动喷水灭火系统设计规范（附条文说明）》外，还应注意在寒冷地区设置室外变压器水喷雾灭火系统、油罐固定冷却水系统时，应同时设置管路放空设施。

自动喷水的建筑物与设备的火灾危险等级应不低于表 2.9-15 的规定。运煤系统建筑物设闭式自动喷水灭火系统时，宜采用快速反应型喷头。

表 2.9-15 建筑物与设备的火灾危险等级

建（构）筑物与设备		火灾危险等级
电缆夹层		中Ⅱ级
汽轮机运转层下及中间层油管道		中Ⅰ级
锅炉本体燃烧器区		中Ⅰ级
运煤栈桥（燃用褐煤或易自燃高挥发分煤）		中Ⅱ级
煤仓间带式输送机层		中Ⅱ级
机组柴油发电机室		中Ⅱ级
生产、行政办公楼（当设置有风道集中空调系统时）	建筑高度小于 24m	轻
	建筑高度大于等于 24m	中Ⅰ级

10.4.7 消防水泵房与消防水池

消防水泵的设计流量扬程应按表 2.9-14 中的最不利组合下的最大流量和扬程进行选泵，机组容量为 135MW 及以上的燃煤电厂，应设置柴油驱动消防泵，其性能参数及泵的数量应满足最大消防水量、水压的需要。

稳压泵宜设备用泵。稳压泵的工作压力宜高于消防泵工作压力，其流量应不少于 5L/s。消防用水与其他用水合并的给水系统或独立的消防给水系统，当给水管道所供水源不能满足室内、室外消防用水量要求时，应设消防水池。消防水池容积应不小于一次最大消防用水量，当冷却塔数量多于一座，且供水有保证时，冷却塔水池可兼作消防水池。

10.4.8 消防排水

室内消火栓灭火时，排水排入室内地面水排放系统。

变压器水喷雾灭火系统及油库区泡沫灭火系统的排水，经油水分离设施后排入厂区工业废水排水系统。

10.4.9 泡沫灭火系统

对点火油罐区根据单罐容量的大小宜采用低倍数或中倍数泡沫灭火系统，单罐容量大于 1000m³ 的油罐应采用固定式泡沫灭火系统；单罐容量小于或等于 1000m³ 的油罐可采用半固定式泡沫灭火系统；单罐容量小于或等于 200m³ 的油罐可采用移动式泡沫灭火系统。

10.4.10 气体灭火系统

气体灭火系统的设计应符合现行国家标准的有关规定。

气体灭火剂的类型、气体灭火系统形式的选择，应根据被保护对象的特点、重要性、环境要求并结合防护区的布置，经技术经济比较后确定。

灭火气体的设计用量应按需要提供保护的最大防护区的体积计算确定。灭火气体应有 100% 的备用量。

10.4.11 灭火器配备

各建（构）筑物及设备应按火灾危险类别及危险等级进行配置灭火器。

点火油罐区宜按防火堤内面积每 400m² 配置一具 8kg 手提式干粉灭火器，但每个油罐配置的数量不宜超过 3 具。

10.4.12 消防车

消防车的配置应符合下列规定：

- (1) 总容量大于 1200MW 时不少于 2 辆。
- (2) 总容量为 600~1200MW 时为 2 辆。
- (3) 总容量小于 600MW 时为 1 辆。

设有消防车的发电厂，应设置消防车库。

10.5 火灾自动报警、消防设备控制

10.5.1 电厂报警系统的确定

电厂报警系统确定的原则如下：

(1) 单机容量为 50~135MW 的燃煤电厂，应设置区域报警系统。

(2) 单机容量为 200MW 及以上的燃煤电厂，应设置控制中心报警系统。系统应配有火灾部位显示装置、打印机、火灾警报装置、电话插孔及事故广播系统。

(3) 200MW 级机组及以上容量的燃煤电厂，应按以下原则划分火灾报警区域：

1) 每台机组为一个火灾报警区域（包括单元控制室、汽机房、锅炉房、煤仓间以及主变压器、启动变压器、联络变压器、厂用变压器、机组柴油发电机、脱硫系统的电控楼）。

2) 网络控制楼、微波楼和通信楼火灾报警区域（包括控制室、电子计算机房及电缆夹层）。

3) 运煤系统火灾报警区域 [包括控制室与配电间、转运站、碎煤机室、运煤栈桥（隧道）、室内贮煤场]。

消防控制室应与单元控制室或主控制室合并设置。

区域火灾报警控制器应设置在对应的火灾报警区域内并应布置在操作人员易于观察的位置。

10.5.2 火灾探测器的选择

火灾探测器按下列原则选择为：

- (1) 主厂房内的线型感温探测器宜选用金属屏蔽型。
- (2) 点火油罐区的火灾探测器及相关连接件应为防爆型。
- (3) 运煤系统内的火灾探测器及相关连接件应为防水型。

10.5.3 消防设备控制

火灾自动报警系统的音响应与其他系统的音响有所区别。当火灾确认后，火灾自动报警系统应具有将燃煤电厂的



广播切换到火灾事故广播的功能。消防设施的就地启动、停止控制设备应具有明显标志,并应有防误操作保护措施。消防水泵的停运,应为手动控制。

## 10.6 采暖、通风和空气调节系统的消防设计

运煤建筑采暖,应选用表面光洁易清扫的散热器;运煤建筑采暖散热器入口处的热媒温度不应超过 $160^{\circ}\text{C}$ 。

蓄电池室的采暖散热器应采用钢制散热器,管道应采用焊接,室内不应设置法兰、丝扣接头和阀门。采暖管道不宜穿过蓄电池室楼板。

### 10.6.1 空气调节

(1) 计算机室、集中控制室、电子设备间,应设排烟设施;机械排烟系统的排烟量可按房间换气次数不少于5次/h计算。其他空调房间,应按GB 50016—2006的有关规定设置排烟设施。

(2) 空气调节系统的送、回风道,在下列情况时应设置防火阀。

1) 送、回风主风道穿过空调机房的隔墙或楼板处。

2) 每层送、回风水平风道同垂直总风道的交接处的水平风道上。

(3) 空气调节风道不宜穿过防火墙和楼板,当必须穿过时,应在穿过处风道内设置防火阀。穿过防火墙两侧各2m范围内的风道应采用不燃烧材料保温,穿过处的空隙应采用防火材料封堵。

(4) 空气调节系统的送风机、回风机应与消防系统连锁,当出现火警时,应立即停运。

(5) 空气调节系统的新风口应远离废气口和其他火灾危险区的烟气排气口。

### 10.6.2 电气设备间通风

配电装置、油断路器室应设置事故排风机,火灾时,应能安全方便地切断通风机的电源。当几个屋内配电装置室共设一个通风系统时,应在每个房间的送风支风道上设置防火阀。采用机械通风系统的电缆隧道和电缆夹层,当发生火灾时应立即切断通风机电源。通风系统的风机应与火灾自动报

警系统连锁。

### 10.6.3 运煤系统通风除尘

运煤建筑采用机械通风时,通风设备的电动机应采用防爆型。

运煤系统采用电除尘器时,煤尘的性质应符合相关规程的要求,与电除尘器配套的电动机应选用防爆电动机。

运煤系统的各转运站、碎煤机室、翻车机室、卸煤装置和煤仓间应设通风、除尘装置。当煤质干燥无灰基挥发分等于或大于46%时,不应采用高压静电除尘器。

## 10.7 电厂消防供电及照明

### 10.7.1 消防供电

自动灭火系统、电动卷帘门、与消防有关的电动阀门及交流控制负荷,当单机容量为200MW及以上时应按保安负荷供电;当单机容量为200MW以下时应按Ⅰ级负荷供电。

单机容量为25MW以上的发电厂,消防水泵应按Ⅰ级负荷供电。单机容量为25MW及以下的发电厂,消防水泵应按不低于Ⅱ级负荷供电。

发电厂内的火灾自动报警系统,当本身带有不停电电源装置时,应由厂用电源供电。当本身不带有不停电电源装置时,应由厂内不停电电源装置供电。

单机容量为200MW及以上燃煤电厂的单元控制室、网络控制室及机组柴油发电机房的应急照明,应采用蓄电池直流系统供电。主厂房出入口、通道、楼梯间及远离主厂房的重要工作场所的应急照明,宜采用应急灯。

### 10.7.2 照明

当正常照明因故障熄灭时,应按规定装设继续工作或人员疏散用的应急照明。锅炉汽包水位计、就地热力控制屏、测量仪表屏及除氧器水位计处应装设局部应急照明。

继续工作用的应急照明,工作面上的最低照度值不应低于正常照明照度值的10%。

可燃物品库房不应设置卤钨灯等高温照明灯具。建筑内应设置安全出口标志灯和火灾应急照明灯具。

# 第 10 章 水处理系统及设备

## 1 水的特性及火力发电厂水处理的重要性

### 1.1 水的特性

#### 1.1.1 电厂水源

电厂用水水源分为天然水源和再生水源。

天然水可以按总溶解固体物（TDS，也称为含盐量）和硬度等指标进行分类，见表 2.10-1。

表 2.10-1 天然水的分类

按总溶解固体物分类		按硬度分类	
水的种类	溶解固体物 (mg/L)	水的种类	硬度 (mmol/L)
淡水	<1000	软水	<3.0
咸水	1000~4000	中等硬度水	3.0~6.0
苦咸水	4000~8000	硬水	6.0~9.0
海水	约 35 000 <sup>①</sup>	极硬水	>9.0

① 我国沿海的河流入海口海域，海水含盐量一般在 20000mg/L 左右。

#### 1.1.2 天然水和再生水中的主要杂质及处理方法

天然水和再生水中的主要杂质及处理方法见表 2.10-2。

表 2.10-2 天然水和再生水中的主要杂质及处理方法

水源	主要杂质		处理方法
天然水	悬浮物及胶体物质	细菌、藻类及原生动物	沉淀、凝聚、澄清、过滤等
		泥土、沙	
		胶体及其他不溶物质	
	溶解物质	重碳酸盐和碳酸盐	软化、除盐、脱气
		硫酸盐、氯化物及氟化物	
		氧、二氧化碳、氮及其他溶解性气体	
再生水	悬浮态的无机物和有机物、胶体、溶解性有机物、无机盐类（氨、磷和重金属等）及微生物难以降解的有机物（如氨氮）细菌和病毒等		生化、杀菌、过滤、石灰凝聚澄清、超（微）滤处理等

### 1.2 火力发电厂水处理的重要性及用水水质

#### 1.2.1 水处理的重要性和主要任务

火力发电厂热力系统的很多问题直接与水、汽系统的沉积物和腐蚀产物有关。水、汽系统中有沉积物或垢，会引起燃料费用的增加和能量损失，并导致锅炉受热面的结垢或腐蚀，引起炉管爆破，影响电厂的安全运行。一般来说，如果炉管内沉积物厚 1mm，燃料消耗约增加 10%；凝汽器水侧的沉积物厚 1mm，会使热导率降低 50%；沉积物对汽轮机的影响最大，汽轮机高压段只要有 7.6μm 厚的沉积物，就将使其效率降低 3%~4%，并使通流能力降低 1%。因此，确保热力系统有良好的水质，对机组运行安全，提高机组效率及寿命有重要的作用。为此，必须对火力发电厂用水进行

合理的净化处理，并严格监督水汽质量。

由上可知，火力发电厂水处理的主要任务可归结为四个字：“防垢”和“防腐”，即制备水质合格的电厂工业用水，防止在热力设备中结垢和沉渣，保护电厂主要系统和设备免于腐蚀，并进行有效的化学加药处理和监督，以保证机组安全运行。

随着淡水水源的日益匮乏和环境保护要求的提高，电厂综合节水、工业废水处理、城市污水回用处理、海水利用和海水淡化等逐渐成为火力发电厂水处理的主要任务，但最终目的也是防垢和防腐。

#### 1.2.2 火力发电厂用水水质及水量

发电机组用水水质及水量见表 2.10-3。

表 2.10-3 发电机组用水水质及水量

发电机组用水种类	水质	水量
锅炉补给水	除盐水	满足发电厂全部正常水汽损失，并考虑在一定时间累积机组启动或事故一次非正常用水量
循环冷却水补充水	原水、软化水	补充冷却系统蒸发、风吹、排污及其他损失的水量
热网补给水	软化水（或除盐水）	根据要求补给的水量
闭式循环工业冷却水	除盐水、凝结水	补充循环冷却系统中损失的水量
发电机内冷水	除盐水	

#### 1.2.3 火力发电厂水处理主要设计内容

- (1) 水的预处理和再生水深度处理。
- (2) 预脱盐处理。
- (3) 锅炉补给水处理。
- (4) 汽轮机凝结水精处理。
- (5) 冷却水处理。
- (6) 给水、炉水加药处理和水汽取样、监测系统。
- (7) 热网补给水及生产回水处理。
- (8) 全厂工业废水处理。
- (9) 氢气站和化学试验室等。

### 1.3 火力发电厂水处理设计及应遵循的主要标准

现行主要设计标准见表 2.10-4。

表 2.10-4 现行主要设计标准

标准编号	主要技术标准/规定名称	主要内容
DL 5000—2000	火力发电厂设计技术规程	规定了大型火力发电设计应遵循的原则与建设标准
DL/T 5068—2006	火力发电厂化学设计技术规程	规定了火力发电化学设计应遵循的技术要求
GB/T 12145—1999	火力发电机组及蒸汽动力设备水汽质量	规定了锅炉出口压力为 3.8~25.0MPa 的火力发电机组及蒸汽动力设备蒸汽、锅炉给水、汽轮机凝结水、炉水质量标准，以及锅炉补给水、减温水、热网补充水、疏水等质量标准

续表		
标准编号	主要技术标准/规定名称	主要内容
DL/T 912—2005	超临界火力发电机组水汽质量标准	规定了超临界压力火力发电机组正常运行和停（备用）机组启动时的水汽质量控制标准
DL/T 712—2000	火力发电厂凝汽器管选材导则	规定了凝汽器管的选择原则
DL/T 783—2001	火力发电厂节水导则	规定了电厂循环冷却水处理和废水资源化等节水的设计原则
GB/T 8978—1996	污水综合排放标准	规定了第二类污染物最高允许排放浓度执行标准（一级标准、二级标准和三级标准）
GB 50050—2007	工业循环冷却水处理设计规范	规定了工业循环冷却水补充水及化学加药处理设计原则
GB 50335—2002	污水再利用工程设计规范	规定了污水再生利用处理系统设计原则
DL/T 5046—2006	火力发电厂废水治理设计技术规程	规定了火力发电厂废水治理、废水资源化的设计原则

2 水的预处理

本章所述水的预处理主要是对锅炉补给水处理的水源进行预处理，处理方法包括化学法和物理法两大类。

2.1 系统选择

2.1.1 天然水的预处理

天然水（地下水和地表水）的预处理系统应根据原水水质、后续处理工艺对水质的要求、处理水量和试验资料，结合当地条件，并参考类似厂的运行经验确定。

地表水、海水预处理宜采用沉淀、混凝澄清、过滤处理系统。悬浮物含量较小时，可采用接触混凝、过滤或膜处理系统。

2.1.2 再生水的预处理

再生水的预处理应根据水源水质特点选择采用生化处理、杀菌、过滤、石灰凝聚澄清、超（微）滤处理等工艺。对于水处理容量较大、碳酸盐硬度高的再生水宜采用石灰凝聚澄清处理，石灰药剂宜采用消石灰（氢氧化钙）粉。

2.2 水的混凝、澄清、过滤处理系统

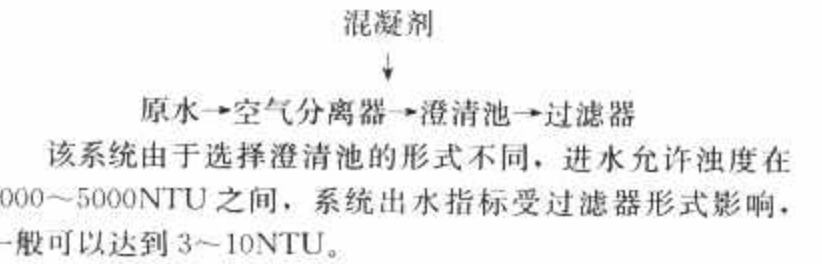
混凝：在水中投加一些药剂（混凝剂），使水中难以沉淀的微小颗粒和胶体物质能互相聚合，变成大颗粒而下沉析出的过程。

澄清：通过与高浓度泥渣层的接触而去除水中杂质的过程。

过滤：水流通过粒状材料或多孔介质去除水中杂质的过程。

2.2.1 混凝、澄清、过滤处理系统

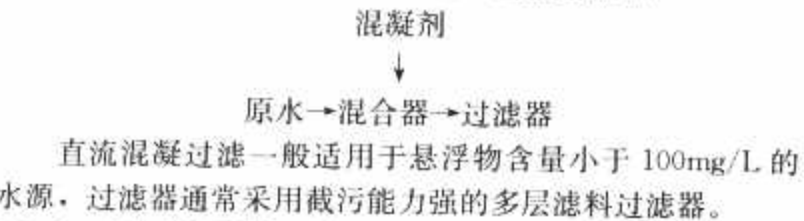
混凝、澄清、过滤处理工艺流程如下：



2.2.2 直流（或接触）混凝过滤

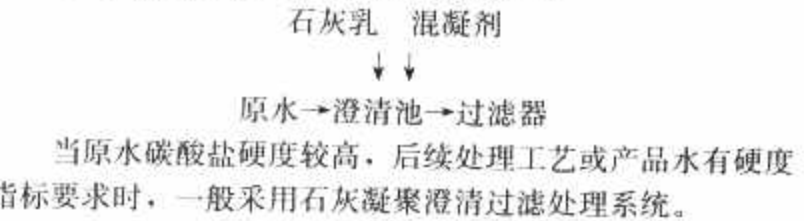
将混凝剂投加到滤池进水管中，通过混合器或利用一定距离的管道混合，完成水解过程，水进入滤池过滤设备，在滤层表面（或滤层内部）进行絮凝过滤。

直流（或接触）混凝过滤处理工艺流程如下：



2.2.3 石灰凝聚澄清过滤

石灰凝聚澄清过滤处理工艺流程如下：



2.3 水的混凝、澄清、过滤处理设备

2.3.1 混凝和澄清设备

澄清池的主要设计数据见表 2.10-5。

表 2.10-5      澄清池的主要设计数据

序号	澄清池形式	主要设计数据		特    点
1	机械搅拌澄清池	进水浊度	<5000NTU	1. 该池对水质、水量、水温的变化适应性强，运行稳定、投药量少、易于控制。 2. 出水浊度小于 10NTU，低温低浊水小于 15NTU
		清水区上升流速	一般可采用 (0.8~1.1) mm/s，低温低浊水取下限	
		水在池内停留时间	1.2~1.5h	
		搅拌叶轮提升流量	为进水量的 3~5 倍	
2	水力循环澄清池	进水浊度	<2000NTU	构造简单，维修工作量小，但对水质、水量、水温变化的适应性较差
		单池生产能力	不宜大于 7500m <sup>3</sup> /d	
		清水区上升流速	一般可采用 (0.7~1.0) mm/s，低温低浊水取下限	
3	斜板澄清池	进水悬浮物	<500mg/l	可应用于给水、工业污水、废水等，占地小、效率高
		悬浮物去除率	>95%	
		排泥浓度	2%~4%	

2.3.2 水的过滤处理设备

过滤器（池）的滤速范围见表 2.10-6。

表 2.10-6      过滤器（池）的滤速范围

过滤器（池）形式	滤速 (m/h)		适用条件
	混凝澄清	接触混凝	
细砂过滤	6~8	—	反渗透装置进水
单层滤料	单流 8~10	6~10	直接过滤、澄清池出水
	双流 15~18	6~10	直接过滤、澄清池出水
双层滤料	10~14	6~10	澄清池出水
三层滤料	18~20	6~10	澄清池出水
变孔隙过滤	18~21	—	澄清池出水
纤维过滤	20~40	—	直接过滤、澄清池出水



2.3.3 活性炭过滤器

活性炭过滤器的滤速和装填高度见表 2.10-7。

表 2.10-7 活性炭过滤器的滤速和装填高度

功 能	滤速 (m/h)	装填高度 (m)	系统连接位置
吸附有机物	5~10	≥2	滤池与阳床或滤池与反渗透之间
	5~15		脱碳器与阴床之间
吸附游离余氯	≤20	≥1.5	过滤器与阳床或反渗透之间

2.4 膜过滤技术及应用

2.4.1 超（微）滤技术的选择原则

超滤：介于微滤与纳滤之间的过滤，过滤精度一般在 0.01~0.1μm 之间。

微滤：介于一般过滤与超滤之间的过滤，过滤精度一般在 0.1~1.0μm 之间。

膜过滤除去杂质颗粒的粒径范围及主要用途见表 2.10-8。

表 2.10-8 膜过滤除去杂质颗粒的粒径范围及主要用途

膜过滤种类	反渗透	纳 滤	超 滤	微 滤
孔径 (μm)	0.0001~0.001	0.001~0.01	0.01~0.1	0.1~1.0
主要用途	溶解性的盐类及分子量大于 100 的有机物	二价离子	病毒、胶体、蛋白、微生物、浊度	悬浮物，通过絮凝搭桥也可达到超滤功能

超（微）滤装置的设计应根据进水水质特点、处理水量和水质要求，选择膜组件形式、膜材质和装置的运行方式。超（微）滤装置的套数不应少于 2 套。

超（微）滤膜的型号和数量选择应充分考虑运行使用过程中膜通量的衰减和压差升高的影响，保证在膜使用期间超（微）滤装置的产水量满足设计要求。超（微）滤装置运行方式（错流、死端过滤等）、反洗周期、反洗方式（水洗、水气合洗、加强反洗等）、反洗强度和膜通量的选择应根据膜的性能、进水水质特性及类似的工程经验确定，必要时需要通过小型工业试验确定。超（微）滤装置的反洗应实现自动程序控制。

2.4.2 超（微）滤技术的应用

（1）反渗透装置的前处理。当采用常规预处理系统不易保证反渗透进水水质或处理系统过于复杂、庞大时，经技术经济比较可以选择超（微）滤处理作为反渗透的预处理系统。超（微）滤装置的进水水质要求见表 2.10-9。

表 2.10-9 超（微）滤装置的进水水质要求

项 目	单 位	进水水质	
水温	℃	1~40	
pH 值		2~11	
浊度	NTU	内压	<50
		外压	<200

注 浸没式超（微）滤装置一般对进水浊度无要求，仅要求水中无大颗粒杂质。

（2）离子交换系统的前处理。当原水胶体硅含量较高，采用常规工艺去除较困难时，可以采用超（微）滤系统作为离子交换系统的前处理系统。

（3）再生水深度处理。当城市污水再生水用作循环水补

充水，且城市污水碳酸盐硬度满足循环水补充水要求时，在技术经济比较合适的情况下，可以采用超（微）滤处理作为再生水的深度处理措施。

超滤工艺流程如下：

二级污水→污水收集池→污水提升泵→自动反洗过滤器→超滤装置→服务水泵→用户。

3 水的预脱盐

3.1 反渗透预脱盐

3.1.1 反渗透预脱盐的设计原则

在工程设计中，选用反渗透预除盐装置主要考虑以下因素：

3.1.1.1 水源水质情况

（1）原水含盐量较高，并需除去水中的胶体和有机物等杂质时，可采用反渗透等预脱盐装置。随着反渗透技术的发展，反渗透膜价格的不断降低和设计系统的优化，即使原水溶解固形物较低时，也有较好的经济性。

（2）锅炉补给水水源为城市二级污水，宜采用反渗透装置，以除去微污染和小分子量的有机物，并进行预脱盐。

3.1.1.2 环境保护的要求和酸碱供应情况

在环境保护要求较高或酸碱货源困难的工程，也可考虑在锅炉补给水系统中采用反渗透等预脱盐装置。

3.1.2 反渗透装置容量的确定

考虑到反渗透装置不宜长期停运，备用容量不宜过大，一般可按正常用水量的 130%~150% 选择反渗透系统的容量。

3.1.3 反渗透装置进水水质及预处理系统的选择

3.1.3.1 反渗透装置进水水质要求

反渗透装置的进水要求与膜组件的材质及形式有关。中空纤维膜和复合膜的进水水温、pH 值和浊度等要求见表 2.10-10。

表 2.10-10 反渗透装置进水水质<sup>①</sup>要求

项 目	单 位	中空纤维膜	复合膜
水温	℃	5~35	5~45
pH 值			4~11（运行） 2.5~11（清洗）
浊度	NTU		<1.0
污染指数	SDI	<3	<5
游离余氯（Cl <sub>2</sub> ）	mg/L	<0.1 （控制为 0.0）	<0.1 <sup>②</sup> （控制为 0.0）
铁（Fe）	mg/L	<0.05（给水溶氧大于 5mg/L 时） <sup>③</sup>	

① 当反渗透系统设有保安过滤器时，反渗透系统进水水质是指保安过滤器的入口水质。

② 同时满足在膜寿命期内总剂量小于 1000h·mg/L。

③ 铁的氧化速度取决于铁的含量、水中溶氧浓度和水的 pH 值。在投加某些阻垢剂时，可以允许有较高值，需要核实阻垢剂性能。

3.1.3.2 反渗透装置的预处理系统作用及选择

反渗透系统预处理目的是确保反渗透装置保安过滤器入口的污染指数达到表 2.10-10 的要求，其作用如下：

（1）防止水中悬浮杂质、微生物、胶体物质等附着在膜表面上或污堵膜元件水通道。

（2）防止一些难溶盐类（如 CaCO<sub>3</sub>、CaSO<sub>4</sub>、BaSO<sub>4</sub>、SrSO<sub>4</sub>、CaF<sub>2</sub> 等）沉积在膜表面。

(3) 确保膜免受机械和化学损伤,使膜有良好的性能和足够长的使用寿命。

### 3.1.4 典型的反渗透处理系统

#### 3.1.4.1 设置二级过滤前处理的反渗透预脱盐系统流程

原水→混凝澄清设备→清水池→清水泵→双滤料过滤器→细砂过滤器→保安过滤器→高压泵→反渗透装置→除碳器→后处理除盐装置

#### 3.1.4.2 设置膜过滤前处理的反渗透预脱盐系统流程

原水→混凝澄清设备→清水池→清水泵→自清洗过滤器→超滤装置→超滤水箱→超滤水泵→保安过滤器→高压泵→反渗透装置→除碳器→后处理除盐装置

### 3.2 海水预脱盐(海水淡化)

#### 3.2.1 主要海水淡化技术

海水淡化是指脱除海水中的大部分盐分,使处理后的水符合用水(如饮用水、锅炉补给水水源)标准的水处理技术总称。适于产业化的海水淡化技术主要有海水反渗透法(SWRO)和蒸馏法(热法)。蒸馏法主要有多级闪蒸(MSF)、低温多效(LT-MED)和压汽蒸馏(TVC、MVC)等技术。

利用电厂的低压蒸汽为热源的蒸馏法海水淡化,通常称为热电造水,也称双目的造水。大港电厂二期工程引进的MSF海水淡化装置是我国首套热电联产的制水装置。另外,利用自身的产电——电能,采用反渗透装置进行海水淡化,对降低制水成本有着得天独厚的条件。

根据淡化技术的发展情况和电厂水电联产的优势,在海滨电厂的海水淡化工艺选择中,海水反渗透淡化(SWRO)和低温多效(LT-MED)及有蒸汽喷射热压缩机的多效蒸馏(MED-TVC)技术有着明显的优势。

#### 3.2.2 海水淡化工艺

##### 3.2.2.1 海水反渗透(SWRO)淡化工艺

(1) SWRO淡化工艺及流程。

海水→原水池→海水泵→反渗透预处理系统→清水池→清水泵→保安过滤器→反渗透高压泵→海水反渗透装置→淡水

(2) 海水反渗透的预处理系统。为保证海水反渗透膜的安全运行及使用寿命,必须对海水原水进行适当的预处理,以除去水中的悬浮物和胶体,降低原水浊度,保证反渗透装置获得较为清洁的水源。

目前,常用的海水反渗透预处理主要有混凝澄清和二级过滤及混凝澄清和膜过滤等系统。

(3) 影响SWRO系统配置的因素。海水含盐量(TDS)、海水温度(T)、SWRO膜产水通量(FLUX)、水回收率和污堵因子FF(膜面被部分污堵后,尚未被堵的有效通水膜面占总有效膜面积的比例)等是影响SWRO系统配置的因素。

SWRO装置产水量和所需压力决定于海水含盐量和温度。可采用电厂凝汽器的热排水作为SWRO装置的进水,以提高装置产水量,降低能耗。

原水含盐量为34400mg/L,温度为15℃,进水压力为6.0MPa,膜通量为15.2L/(m<sup>2</sup>·h),膜面积为9842m<sup>2</sup>,回收率为45%时,海水反渗透进水含盐量与产水量的变化曲线、进水温度与压力的变化曲线、温度与流量的变化曲线分别如图2.10-1~图2.10-3所示。

(4) 影响SWRO系统能耗的主要因素和降低能耗的主要措施。进水含盐量(TDS)和温度(T)、水回收率、高

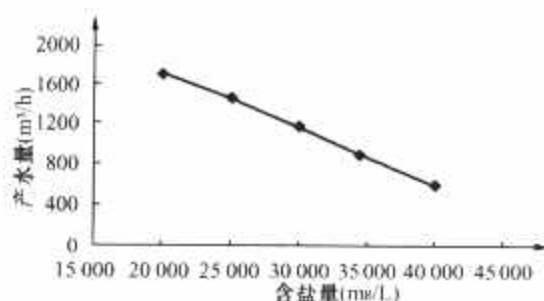


图 2.10-1 进水含盐量与产水量的变化曲线

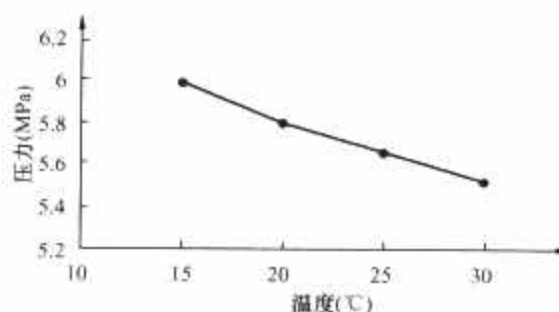


图 2.10-2 进水温度与压力的变化曲线

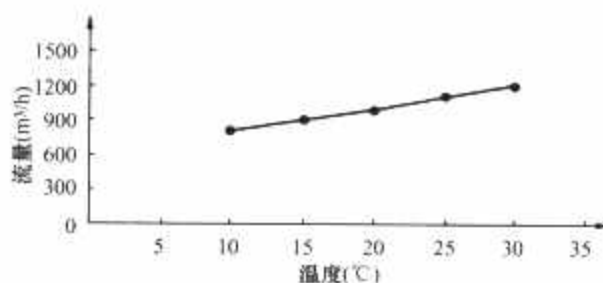


图 2.10-3 温度与流量的变化曲线

压泵的轴功率、高压浓水的能量回收效率、膜元件及污堵因子(FF)等,是影响SWRO系统能耗的主要因素。

在工程设计中,可选用高效率的高压泵和能量回收装置、高脱盐率和低能耗的反渗透膜组件,以及高压泵和增压泵采用变频控制等,以降低SWRO系统能耗。

(5) 海水反渗透装置的主要设计参数。

设计海水温度:15~28℃。

回收率:40%~50%。

污堵因子:运行3年后的污堵因子推荐值为0.85(新膜FF=1)。

海水反渗透膜组件的组合方式:一般为一级一段。

能量回收装置可采用压力交换型或涡轮透平式能量回收装置,其能量回收率分别不低于95%和70%;能量回收系统如图2.10-4所示。

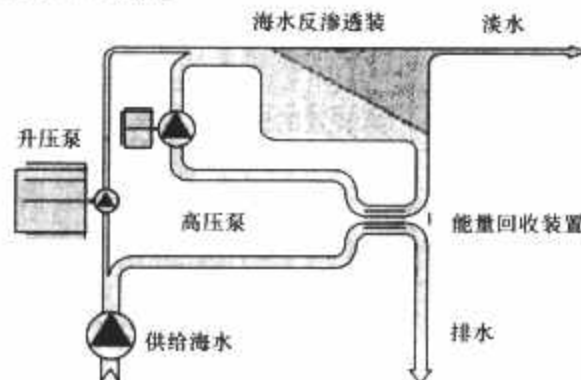


图 2.10-4 能量回收系统

脱盐率(20℃):约99%(新膜1年内);大于97.0%(运行三年内)。

##### 3.2.2.2 蒸馏(热力)法海水淡化工艺

(1) 多级闪蒸(MSF)蒸馏法及工艺流程。多级闪蒸是蒸馏法海水淡化最常用的一种方法。MSF蒸馏装置由单级



闪蒸蒸发器串联而成,级数可多达 30~40 级,MSF 蒸馏装置分为贯流式和盐水再循环式,已建的 MSF 淡化装置大部分采用盐水再循环系统。MSF 蒸发器热交换管的排列方式主要有交叉管和长管排列两种。盐水循环的 MSF 蒸馏淡化装置包括蒸发器本体(热回收部分和排热部分)、加热部分(盐水加热器)、盐水循环泵、除气系统等。

盐水再循环式 MSF 淡化装置的最高运行温度受  $\text{CaSO}_4$  沉淀的限制。在海水加热和浓缩时,随着温度的升高,海水中  $\text{CaCO}_3$ 、 $\text{Mg}(\text{OH})_2$ 、 $\text{CaSO}_4$  等盐类溶解度降低而发生沉淀。 $\text{CaCO}_3$  垢可采用加酸控制,但  $\text{CaSO}_4$  不易除去,也不能用化学剂防止。因此,蒸发器的最高运行温度应选择在图 2.10-5 中  $\text{CaSO}_4$  的理论结垢界线内。盐水再循环式 MSF 淡化装置的最高运行温度控制在  $87.5 \sim 121^\circ\text{C}$ ,一般为  $110^\circ\text{C}$  左右。

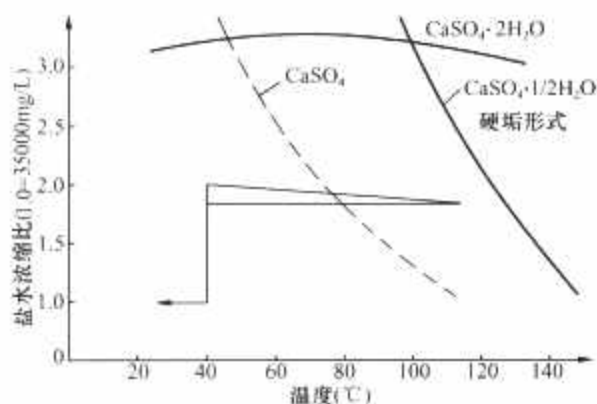


图 2.10-5 海水硫酸钙析出曲线和 MSF 操作线

MSF 淡化装置的优点是设备单机容量大、使用寿命长、出水品质好、热效率高。由于 MSF 装置加热和蒸发过程分开进行,并对进入装置的海水进行加酸和脱气(脱除  $\text{CO}_2$  和  $\text{O}_2$ ),虽浓缩海水的温度较高( $110^\circ\text{C}$ 左右),但结垢和腐蚀倾向较小。MSF 淡化装置的传热管和设备本体采用铜镍合金、特制不锈钢及钛材,设备造价相对较高。MSF 蒸馏装置的原理流程如图 2.10-6 所示。

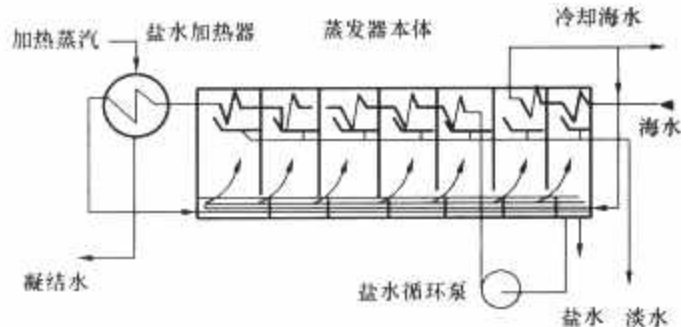


图 2.10-6 MSF 蒸馏装置的原理流程

(2) 低温多效 (MED、MED-TVC) 蒸馏法及工艺流程。低温多效海水 (MED) 淡化技术是指盐水最高温度低于  $70^{\circ}\text{C}$ 、采用低温横管喷淋的淡化技术。MED 和 MSF 方法的主要区别在于每一效 (或每一级) 的蒸汽冷凝释放热量的回收方式不同: 在 MSF 中, 蒸汽冷凝热用来增加再循环盐水的温度, 而在 MED 中, 是使相应量的海水蒸发。

低温多效蒸发器是将一系列水平管喷淋降膜蒸发器串联布置，管内是加热蒸汽，喷射器把海水均匀喷淋在横管热交换器的管束上方，在横管表面形成薄膜流下，在此过程中海水得到除气并部分蒸发，热交换效率较高。加热蒸汽被引入第一效，其冷凝热使几乎等量的海水蒸发，通过多次蒸发和冷凝，后面的蒸发温度均低于前面一效，从而得到多倍于蒸汽量的蒸馏水，最后一效的蒸汽在海水冷凝器中冷凝。第一效冷凝液返回锅炉，而其他效及海水冷凝器的冷凝液收集后

即为产品水。

为提高 MED 蒸发器性能,常将最后一效(温度最低)产生的一部分蒸汽经压缩后再返回到第一个效(温度最高)。有两种装置可用于蒸汽循环:机械压缩机(MVC)和蒸汽喷射热压缩机(TVC)。对于前者(MVC),多效蒸馏设备的主要能耗是压缩机的电能消耗,而不消耗蒸汽,由于压缩机叶片旋转速度的限制,目前淡化装置的最大单机产水量为  $3000\text{m}^3/\text{d}$ 。目前常用的是 MED-TVC 蒸馏淡化装置,单机最大产水量达  $25\,000\text{m}^3/\text{d}$ ,1 台 6 效 MED-TVC 蒸馏淡化装置的造水比可达  $8\sim 10$ 。MED-TVC 蒸馏装置的原理流程如图 2.10-7 所示。

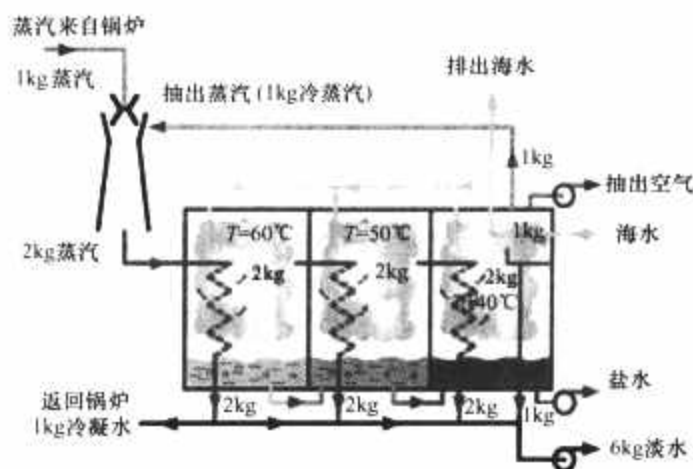


图 2.10-7 MED-TVC 蒸馏装置的原理流程

(3) 蒸馏海水淡化的热效率及造水比。蒸馏器的热效率通常以造水比 (Gain Operation Ratio, GOR) 来衡量。GOR 又称经济比值, 是蒸馏水流量与蒸汽流量的比值, 即 1kg 蒸汽可制的淡化水量 (kg)。

蒸馏设备(多级闪蒸或者多效蒸馏)热效率最优值的定义与降低设备造价和蒸馏水成本密切相连。要达到更高的热效率意味着选择更多的级数(或者效数),拥有更大的热交换面积,因此初投资成本会较高。GOR 值过低,成本水价中的蒸汽费用增加(蒸汽费用约占成本水价的 50%)。在蒸馏淡化装置的设计中,应根据装置造价和制水成本最佳确定造水比。

火力发电厂建设蒸馏淡化装置,一般采用机组 0.3~0.5MPa(a) 低压抽汽作为加热蒸汽,MSF 和 MED-TVC 蒸馏淡化装置的造水比约为 8~12。

(4) 海水淡化排出水的综合利用。蒸馏海水淡化装置和反渗透海水淡化系统排出的浓盐水的盐度较高,一般大于 $55\text{g/kg}$ 。大容量海水淡化装置的排水应进行综合利用,有条件时应构建发电、海水淡化和浓盐水制盐产业链的循环经济模式。可利用 SWRO 的浓排水电解制次氯酸钠,用于冷却海水的杀生处理。

#### 3.2.2.3 三种淡化装置的能耗和出水水质

海水淡化装置的能耗和出水水质见表 2.10-11。

表 2.10-11 海水淡化裝置的能耗和出水水質

海水淡化 工艺比较	海水反渗透 (SWRO)	低温多效 (MED-TVC)	多级闪蒸 (MSF)
产品水水质 (mg/L)	200~500	1~10	1~10
动力设备电耗 (kWh/m <sup>3</sup> )	4.0~6.0 (有能量回收)	1~2	1.5~4



续表

海水淡化工艺比较	海水反渗透 (SWRO)	低温多效 (MED-TVC)	多级闪蒸 (MSF)
装置热耗 (kJ/m <sup>3</sup> )	—	190~400	190~400
进水预处理	需设置完善的预处理系统	要求进水浊度 20~300mg/L	进水水质要求较低
海水利用率	—	25%~40%	
回收率	40%~50%	—	
排出海水的浓度	原海水的 1.6~1.9 倍	原海水的 1.5~1.8 倍	原海水的 1.7~2.2 倍
单机最大产水量 (m <sup>3</sup> /d)	—	25 000	75 000

3.2.3 国内发电厂的海水淡化装置

近年来,我国淡水水源缺乏或取水困难的海滨电厂,以海水淡化水作为锅炉补给水和其他工业用水的主要水源。海水淡化装置的出水偏酸性,作为工业用水时,需调节 pH 值,以防止供水系统的腐蚀。表 2.10-12 为国内部分发电厂海水淡化装置的工艺和容量。

表 2.10-12 国内部分发电厂海水淡化装置的工艺和容量

电厂名称	淡化装置容量	淡化工艺	投产日期
大港电厂二期工程	2×3000m <sup>3</sup> /d	MSF	1989 年
威海华能电厂	2000m <sup>3</sup> /d	SWRO	2000 年
华能大连发电厂	2000m <sup>3</sup> /d	SWRO	2002 年
黄岛发电厂	1×3000m <sup>3</sup> /d	MED	2003 年
大唐王滩发电厂	3×150m <sup>3</sup> /h	SWRO	2006 年 1 月
华能玉环电厂	6×240m <sup>3</sup> /h	SWRO	2006 年 4 月首套投运
国华黄骅发电厂	2×10 000m <sup>3</sup> /d	MED-TVC	2006 年 5 月
华能营口电厂二期	4×100m <sup>3</sup> /h	SWRO	预计 2006 年 11 月投产
庄河发电厂	3×160m <sup>3</sup> /h	SWRO	设计中
天津北疆电厂	100 000m <sup>3</sup> /d	MED-TVC	建设中
浙江乐清电厂	6×150m <sup>3</sup> /h	SWRO	建设中

4 锅炉补给水处理

火力发电机组在高温、高压及高应力下运转,材料对腐蚀的敏感性强。火力发电厂的防腐蚀对策是使锅炉机组使用的水汽介质尽可能纯净,在此基础上采取辅助性防腐蚀水质处理。锅炉补给水处理的目的就是去除水中的各种杂质,使其达到机组安全运行的水质要求。锅炉补给水处理系统根据原水的水质情况有如下几种基本处理工艺组合:

- (1) 预处理+离子交换除盐处理。
- (2) 预处理+预脱盐+离子交换除盐处理。
- (3) 预处理+预脱盐+电除盐 (EDI) 处理。

4.1 系统选择和处理容量的确定

4.1.1 系统选择的依据

锅炉补给水处理系统,应考虑进水水质、锅炉补给水的水质要求、机组水汽质量标准、补给水率、设备和药品的供应条件及环境保护要求等因素确定;应以全年平均水质为设计水质,并用最差水质对系统及设备进行校核。

对于低压汽包锅炉,锅炉补给水处理系统可采用软化、软化除碱系统。软化可采用钠离子交换软化法、氢离子交换

软化法、石灰软化法、反渗透法等,具体工艺应根据原水中的碱度值优选。

中压锅炉的补给水处理系统可采用软化系统,鉴于除盐技术现状,以及为改善中压锅炉给水及炉水水质,减少其结垢和腐蚀程度,一般采用化学除盐工艺,是否设置反渗透预脱盐系统,可综合考虑原水水质及环境保护要求等因素确定。

对于高压、超高压、亚临界汽包炉及直流炉机组,锅炉补给水处理系统应选用两级除盐系统,并可根据原水水质及环境保护要求等因素,选择预脱盐加离子交换除盐系统,或预脱盐加电除盐 (EDI) 系统。

4.1.2 处理系统容量的确定

锅炉补给水处理系统的容量,应满足发电厂全部正常水汽损失,并考虑机组启动或事故一次性非正常水量的积累数值。发电厂各项正常水汽损失可按表 2.10-13 计算。

表 2.10-13 发电厂各项正常水汽损失

序号	损 失 类 别	正 常 损 失
1	厂内水汽循环损失	900MW 及以上机组 为锅炉最大连续蒸发量的 1.0%
		300~600MW 机组 为锅炉最大连续蒸发量的 1.5%
		125~200MW 机组 为锅炉最大连续蒸发量的 2.0%
2	对外供汽损失	根据资料
3	发电厂其他用水、用汽损失	根据资料
4	汽包锅炉排污损失	根据计算或锅炉厂资料, 但不少于 0.3%
5	闭式辅机冷却水系统	冷却水量的 0.3%~0.5%
6	闭式热水网损失	热水网水量的 0.5%~1%或 根据资料
7	厂外其他用水量	根据资料

4.2 锅炉补给水离子交换处理

锅炉补给水离子交换处理装置各种常见除盐系统见表 2.10-14。常见的软化系统见表 2.10-15。

表 2.10-14 常见的除盐系统

序号	系统名称	出水质量		适用情况	备 注
		电导率 (25℃, μS/cm)	二氧化硅 (mg/L)		
1	一级除盐加混床	<0.2	<0.02	高压及以上汽包锅炉和直流炉	
2	弱酸树脂交换、一级除盐加混床	<0.2	<0.02	高压及以上汽包锅炉和直流炉; 碱度大于 4mmol/L, 过剩碱度较低	当采用阳双室 (双层) 床, 进口水硬度与碱度的比值等于 1~1.5 为宜, 阳离子交换器串联再生
3	强酸、弱碱、强碱树脂交换加混床	<0.2	<0.02	高压及以上汽包锅炉和直流炉; 进水有机物含量高, 强酸阴离子含量大于 2mmol/L	阴离子交换串联再生或采用双室 (双层) 床

续表

序号	系统名称	出水质量		适用情况	备 注
		电导率 (25℃, μS/cm)	二氧化硅 (mg/L)		
4	强酸、弱碱树脂交换加混床	<0.5	<0.02	进水中强酸阴离子含量高,且二氧化硅含量低	
5	强酸、弱酸、弱碱、强碱树脂交换加混床	<0.2	<0.02	进水碱度高,强酸阴离子含量高。高压及以上汽包锅炉和直流炉	可采用阳、阴双室(双层)床或串联再生
6	两级反渗透加电除盐	<0.1	<0.02		
7	一级反渗透、一级除盐加混床	<0.1	<0.02		
8	一级反渗透加混床	<0.1	<0.02		
9	两级反渗透加混床				
10	两级反渗透、一级除盐加混床	<0.1	<0.02	适用于海水	
11	蒸馏、一级除盐加混床	<0.1	<0.02	适用于海水	
12	蒸馏加混床	<0.1	<0.02	适用于海水	

表 2.10-15 常见的软化系统

序号	系统名称	出水质量		实用情况	备 注
		硬度 (mmol/L)	碱度 (mmol/L)		
1	一级钠	0.01	与进水相同		
2	二级钠	<0.005	与进水相同	1. 热网补给水。 2. 进水碱度较低	
3	氢钠串联	<0.005	0.5~0.7	1. 进水含盐量及硬度较高。 2. 进水碳酸盐硬度大于1mmol/L	采用弱酸阳离子交换树脂
4	氢钠并联	<0.005	0.3~0.5	进水碳酸盐硬度较高	
5	石灰预处理二级钠	<0.005	0.8~1.2	进水碳酸盐硬度较高	

4.3 锅炉补给水电除盐 (EDI) 处理

4.3.1 原理及工艺特点

4.3.1.1 原理

电去离子 (Electrodionization, EDI) 也称电除盐、连续电除盐 (CDI), 是通过离子交换树脂、离子交换膜, 在直流电流的作用下将离子去除。EDI 工作原理如图 2.10-8 所示。

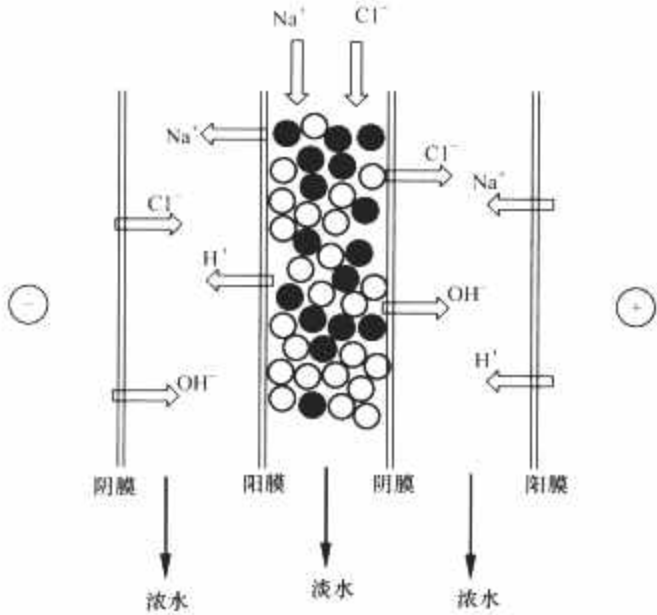


图 2.10-8 EDI 工作原理  
● 阴树脂; ○ 阳树脂

4.3.1.2 工艺的主要特点

EDI 是离子交换混床与电渗析相结合的一种技术, 它体现了离子交换混床和电渗析法的优点, 并克服了它们各自的缺点。EDI 不需要大量使用化学药品, 几乎无废水排放 (少量含微量氢气的极水), 其主要特点是: 出水水质具有最佳的稳定度; 能连续制水; 不会因再生而停运; 模块化生产; 不需酸碱再生, 无废水排放; 不会因再生而停机; 无需再生设备和化学药品贮运; 设备结构紧凑, 占地面积小; 运行成本和维修成本低; 运行操作简单, 劳动强度低。

4.3.2 进水水质要求及适用场合

4.3.2.1 进水水质要求

EDI 进水中的杂质对去离子模块有很大影响, 并可能导致缩短模块的寿命, 因此需要对进水进行预处理, 以便 EDI 在优化条件下运行, 并且要避免中途停运, 以防止污垢、胶体与粒状物的堵塞。目前比较常用的预处理方式是反渗透装置。不同公司的 EDI 产品, 其要求的进水水质也不尽相同, 某公司的 EDI 产品进水水质要求见表 2.10-16。

表 2.10-16 某公司的 EDI 产品进水水质要求

项 目	单 位	数 值
温度	℃	5~40
电导率	μS/cm	<40
硅 (以 SiO <sub>2</sub> 计)	mg/L	<1
铁、锰、亚硫酸盐	mg/L	<0.01
总氯	mg/L	<0.01
硬度 (以 CaCO <sub>3</sub> 计)	mg/L	<1
溶解性有机物 (TOC, 以 C 计)	mg/L	<0.5
CO <sub>2</sub>	mg/L	<0.5
pH 值		4~11

4.3.2.2 系统出水水质

EDI 装置的出水 SiO<sub>2</sub> 可小于 10μg/L, 水电阻率可达到 10~18MΩ·cm。

4.3.2.3 适用场合

EDI 装置主要适用于对水质要求高、环保要求高、自动化程度高、现场场地紧张の場合。因 EDI 系统单位投资水平较高，所以 EDI 应用规模现受到一定限制。

5 汽轮机组的凝结水精处理

5.1 目的及处理系统

5.1.1 凝结水精处理的目的

凝结水精处理系统是高参数、大容量机组安全经济运行的重要保证，其主要作用概括如下：

- (1) 机组启动时和非正常运行时，可除去机组所产生的污染物，主要是氧化铁和硅，可以大大缩短机组启动时间。
- (2) 机组正常运行时，可除去凝结水中的微量硅、铁、铜及溶解性电解质，以改善给水品质。
- (3) 在凝汽器有微量泄漏时，精处理装置可除去冷却水渗漏带入的盐类或空气漏进而带入的 CO<sub>2</sub>，以维持机组正常运行。
- (4) 在凝汽器有严重泄漏时，凝结水精处理可支持机组维持数小时运行，以便有步骤地停机或争取时间进行分部堵管。
- (5) 由于补给水处理设备运行不正常而出水水质较差时，凝结水精处理装置可除去补给水带入系统的溶解盐类和其他杂质。

5.1.2 设计参数及系统流程

凝结水精处理系统设计主要考虑的参数有压力、温度、进出水水质等。

根据系统运行压力，凝结水精处理可分为中压（≥1.6MPa）系统和低压（<1.6MPa）系统。根据进入精处理系统的凝结水压力、温度及进水水质可选择不同的工艺系统。

典型的凝结水精处理系统流程如下。

低压系统：凝结水泵→凝结水精处理装置→凝结水升压泵→低压加热器。

中压系统：凝结水泵→凝结水精处理装置→低压加热器。

5.2 凝结水处理工艺

为达到凝结水过滤和除盐的目的，凝结水精处理工艺一般由除铁过滤器、粉末树脂覆盖过滤器、前置阳离子交换器和体外再生高速混床等各种工艺设备组合而成。

5.2.1 除铁过滤器

除铁过滤器的形式较多，包括电磁过滤器、管式过滤器及覆盖过滤器等，其作用是除去系统的固体杂质、金属氧化物及腐蚀产物等，可只设置一级过滤器作为机组启动时使用，也可作为凝结水精处理系统的前置过滤器。

5.2.2 粉末树脂覆盖过滤器

粉末树脂覆盖过滤器是目前发展较快的一种凝结水精处理设备，该技术主要是在管式精密过滤器的滤元上铺盖一层粉末树脂，达到既可以除铁，又可以除盐的目的。它具有系统简单、占地面积少，不需要酸碱再生的特点。

但是，当凝汽器严重泄漏时，粉末树脂覆盖过滤器除盐功能失效很快。因此，粉末树脂覆盖过滤器适用于空冷机组及凝汽器泄漏较少的机组的凝结水精处理系统。

5.2.3 体外再生高速混床工艺

无前置过滤器的高速混床是目前广泛采用的一种简单凝结水精处理形式，它集除铁、除盐于一身，使系统比较简

化。但是，机组启动期间混床除铁负担过重，再生时树脂需要较长时间的空气擦洗，对于离子交换树脂损伤较大。因此，该系统适用于除铁任务较轻的机组。

5.2.4 凝结水精处理体外再生分离床工艺

体外再生分离床工艺是为避免树脂分离不彻底而产生的工艺，该系统没有树脂的交叉污染，出水水质好。一般采用阳床—阴床或阳—阴—阳系统，根据机组情况再决定是否设置前置过滤器。

5.2.5 高速混床的体外再生系统

凝结水精处理混床中使用的阳、阴离子交换树脂的分离效果和树脂再生水平是影响混床出水水质和运行周期的关键因素。目前常用的体外再生系统主要有高塔分离法、锥斗分离法、浓碱分离法、T 塔法、氨循环法等。其中，高塔和锥斗分离法的树脂的分离率可达到：阴树脂在阳树脂层内的含量（体积比）小于 0.4%；阳树脂在阴树脂层内的含量（体积比）小于 0.1%。

5.3 机组凝结水处理系统的设备配置

不同参数机组的凝结水精处理的设计系统及设备配置见表 2.10-17。

表 2.10-17 不同参数机组的凝结水精处理的设计系统及设备配置

机组参数等级	机组性质	处理工艺	备 注
高压机组	湿冷	除铁过滤器	启停频繁
	直接空冷	除铁过滤器	
	表面式间接空冷	除铁过滤器	
	混合式间接空冷	除铁过滤器加混床	
超高压机组	湿 冷	除铁过滤器	当冷却水为海水或苦咸水，且凝汽器采用铜管时
	直接空冷	除铁过滤器	
	表面式间接空冷	除铁过滤器	
	混合式间接空冷	除铁过滤器加混床	
亚临界机组	湿冷	混床	300MW 级、冷却水水质较好、给水按还原性全挥发处理工况设计
	湿冷	混床	冷却水水质为海水、苦咸水、再生水或机组容量为 600MW 级及以上或按给水采用加氧处理工况设计的汽轮机组
	直接空冷及表面式间接空冷	粉末树脂覆盖过滤器	
		阴阳分床	
超临界机组	混合式间接空冷	除铁过滤器加混床	
	湿冷	过滤器加混床	
	直接空冷	粉末树脂覆盖过滤器加混床或除铁过滤器加混床	
超超临界机组	湿冷	过滤器加混床或前置阳离子交换器加混床	



6 热力系统的化学加药处理

6.1 加药处理的目的

热力系统化学加药的目的是防止热力系统的腐蚀和结垢，提高设备使用寿命和换热效率。

一般情况下，在机组的凝结水和给水中加入氨水调节 pH 值，防止金属的酸性腐蚀；在给水中加入联氨去除水中残余的溶解氧，减少氧化腐蚀；在汽包锅炉机组的炉水中加入磷酸盐或氢氧化钠，调节炉水 pH 值，防止金属表面的酸性腐蚀。

6.2 给水化学工况及加药系统的设置

为了防止热力系统金属腐蚀，对给水系统可以进行还原性全挥发处理、氧化性全挥发处理和加氧处理。给水处理方式及加药品种见表 2.10-18。

表 2.10-18 给水处理方式及加药品种		
给水处理方式	加药品种	加药点
还原性全挥发处理 [AVT (R)]	氨 (NH <sub>3</sub> )、 联氨 (N <sub>2</sub> H <sub>4</sub> )	NH <sub>3</sub> ：除氧器和凝结水精处理出水母管（有凝结水精处理）或凝结水泵出口母管（无凝结水精处理）。 N <sub>2</sub> H <sub>4</sub> ：一般设在除氧器出水母管
氧化性全挥发处理 [AVT (O)]	氨 (NH <sub>3</sub> )	除氧器和凝结水精处理出水母管（有凝结水精处理）或凝结水泵出口母管（无凝结水精处理）
加氧处理 (OT)	氨 (NH <sub>3</sub> )、氧气	凝结水精处理和除氧器出水母管

给水加药装置的主要部件如溶液箱、计量箱、搅拌器、计量泵、管道及阀门等，按照不同的加药品种分别组装成集装式加药单元。加药量可根据流量或（和）测量仪表输出的信号（4～20mA D.C.）实施自动调节，也可进行手动调节。

6.3 炉水校正处理

炉水校正处理包括两种加药处理：一种是炉水磷酸盐处理，作用是防止在水冷壁管生成钙镁水垢及减缓其结垢的速率，增加炉水的缓冲性，防止水冷壁管发生酸性或碱性腐蚀，降低蒸汽对二氧化硅的溶解携带，改善汽轮机沉积物的化学性质，减少汽轮机腐蚀；另一种是炉水氢氧化钠处理，主要为了调节炉水 pH 值，抑制氯离子、机械力、热应力对水冷壁氧化膜的破坏作用，避免磷酸盐暂时消失现象。

炉水中磷酸盐及 pH 值的控制标准，根据磷酸盐及给水处理控制方式确定。

炉水加药一般直接加到锅炉汽包中，汽包内加药管沿汽包轴向水平布置，并应布置在连续排污管下 100～200mm，加药管的出药孔应沿汽包长度方向水平或朝下均匀布置。

炉水校正处理加药系统的主要部件如溶液箱、计量箱、搅拌器、计量泵、管道及阀门等组装成集装式加药单元，一般采用手动调节方式运行。

7 热力系统水汽质量监测

热力系统水汽质量监测是用仪表或化学分析方法测定各种水质、汽质，比较是否符合标准，以便必要时采取措施。

热力系统水汽监测介质包括高温、高压水和蒸汽及常温水等，每台机组设置 10～20 个检测点。对于较大容量的机

组，一般每台机组设置 1 套包括样品介质的取样、减温减压处理、恒温处理和仪器分析等功能的水汽取样分析监测装置。

汽包锅炉机组及直流炉机组热力系统水汽取样点及在线仪表配置分别见表 2.10-19 和表 2.10-20。

表 2.10-19 汽包锅炉机组水汽取样点及在线仪表配置			
项 目	应设置的取样点位置	配置仪表	
		超高压机组	亚临界机组
凝结水	凝结水泵出口	CC、O <sub>2</sub> 、M	CC、O <sub>2</sub> 、SC、M
给 水	除氧器出口	O <sub>2</sub> 、M	O <sub>2</sub> 、M
	省煤器入口	CC、pH、M	CC、SC、pH、M
炉 水	汽包炉水管道左、右侧	SC、pH、M	SC、pH、SiO <sub>2</sub> 、M
饱和蒸汽	饱和蒸汽管道左、右侧	CC、M	CC、Na、M
过热蒸汽	过热蒸汽管道左、右侧	CC、M	CC、SiO <sub>2</sub> 、M
再热蒸汽	再热蒸汽管道出口左、右侧	M	CC、M
疏 水	高压加热器	M	M
	低压加热器	M	M
	暖风器	M	M
冷却水	取样冷却装置冷却水/ 闭式冷却水	M	SC、pH、M
	发电机冷却水	M	SC、pH、M
生产回水	返回水管或返回水箱出口	M	M
凝汽器 检漏装置	凝汽器	—	CC

注 CC 表示带有 H 离子交换柱的电导率仪；O<sub>2</sub> 表示溶氧表；pH 表示 pH 值表；SiO<sub>2</sub> 表示硅表；Na 表示钠度计；SC 表示比电导率表；M 表示人工取样。

表 2.10-20 直流炉机组水汽取样点及在线仪表配置		
项 目	取样点位置	配置仪表
凝结水	凝结水泵出口	CC、SC、O <sub>2</sub> 、Na、M
给 水	除氧器入口	CC、SC、pH、O <sub>2</sub> 、M
	除氧器出口	O <sub>2</sub> 、M
	省煤器入口	CC、SC、pH、O <sub>2</sub> 、SiO <sub>2</sub> 、M
蒸 汽	主蒸汽管道左、右侧	CC、SC、pH、Na、SiO <sub>2</sub> 、M
	再热蒸汽管道左、右侧	CC、M
疏 水	高压加热器	SC、M
	低压加热器	M
冷却水	发电机冷却水	SC、pH、M
	取样冷却装置冷却水/ 闭式冷却水	SC、pH、M
热态清洗水	启动分离器排水	CC、M
凝汽器检漏装置	凝汽器	CC

注 1. CC 表示带有 H 离子交换柱的电导率仪；O<sub>2</sub> 表示溶氧表；pH 表示 pH 值表；SiO<sub>2</sub> 表示硅表；Na 表示钠度计；SC 表示比电导率表；M 表示人工取样。  
2. 对于超超临界机组，主蒸汽取样点可设置氨表。

8 冷却水处理

8.1 电厂冷却水系统的特点及处理要求

8.1.1 冷却水系统和冷却水处理的目的是

对于湿冷机组，为了冷凝汽轮机的乏汽，需要耗用大量

的冷却水。这些冷却水需要按冷却系统和冷却水质的不同而采取不同的方法进行处理。冷却水处理的主要目的是要防止冷却水系统及凝汽器的结垢、污堵和腐蚀，并且也是节约用水、合理利用水资源和有利于环境保护的重要措施。

电厂冷却水系统可分为直流冷却系统和循环冷却水系统（开式循环冷却系统和闭式循环冷却系统）。

### 8.1.2 直流和循环冷却水系统特点及处理要求

直流和循环冷却水系统特点及处理要求见表 2.10-21。

表 2.10-21 直流和循环冷却水系统特点及处理要求

冷却系统		系统特点	处理要求
直流冷却水系统	淡水	冷却水只用一次直接排放，水质没有变化	抑制微生物处理
	海水		抑制海生物处理
开式循环冷却系统	淡水	冷却水循环使用，水中的盐分有浓缩，与直流系统相比，排水量小	抑制微生物及防垢、防腐处理，或进行补充水处理
	海水		抑制海生物及防垢、防腐处理
闭式循环冷却系统		冷却水循环使用，补充水量小	根据系统要求，补充水为软化水或除盐水

## 8.2 循环冷却水处理

### 8.2.1 开式循环冷却水系统的物质平衡及盐类浓缩

#### 8.2.1.1 循环水中盐类浓缩和极限碳酸盐硬度

开式循环冷却系统中，水的损失包括蒸发、风吹、渗漏和排污等损失。要使冷却系统维持正常运行，需对这些损失进行补充。

蒸发损失不带走水中的盐分，而风吹、渗漏和排污等损失将带走水中的盐分。假如补充水的盐分在循环冷却过程中不析出，运行中盐类会逐渐浓缩，其浓缩倍数可按式 (2.10-1) 计算，即

$$N = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{P_2 + P_3} = \frac{P_m}{P_2 + P_3} \quad (2.10-1)$$

$$P_m = P_1 + P_2 + P_3$$

式中： $P_m$  为循环水的补充水率，%； $P_1$  为蒸发损失率，%； $P_2$  为吹散和渗漏损失率，%； $P_3$  为排污损失率，%； $N$  为开式循环冷却系统的浓缩倍数。

循环水中盐类浓度逐渐增大，经过一定时间，就会达到盐类平衡，即循环水中的盐量在某个数值上稳定下来，此值即为循环水盐类浓度的最大值。实际上，往往未达到此最大值，水中的碳酸盐便已开始分解，开始分解的碳酸盐硬度值，称为极限碳酸盐硬度。为防止结垢，应控制循环水的碳酸盐硬度不超过极限碳酸盐硬度。

影响循环水的极限碳酸盐硬度的因素主要有水温、悬浮物和有机物等，可在循环水中加入水质稳定剂，以提高水的极限碳酸盐硬度。

#### 8.2.1.2 水质稳定性的判断

当水中碳酸钙 ( $\text{CaCO}_3$ ) 含量超过饱和值时，就会产生结垢，反之，当低于饱和值时，原先析出的碳酸钙会溶解，水对金属管壁产生腐蚀。判断水质稳定性的方法主要有极限碳酸盐硬度法、饱和指数法、稳定指数法、临界 pH 值法和磷酸钙饱和指数法等。

### 8.2.2 循环冷却水处理

#### 8.2.2.1 循环冷却水处理方法及主要工艺

循环冷却水处理的方法和工艺应根据补充水水源和水质情况、电厂水量平衡和节水要求及环保要求等多方面因素确

定。采用不同的方法对循环水水进行处理，可将循环水浓缩倍数提高到 2~6 倍。循环冷却水处理的主要工艺见表 2.10-22。

表 2.10-22 循环冷却水处理的主要工艺

循环水处理方法	处理系统工艺及功能	适用场合
简单处理	加硫酸和阻垢、缓蚀剂，以中和降低原水碳酸盐碱度和硬度	补充水碳酸盐硬度较低或浓缩倍数不高的冷却系统
补充水处理	对补充水进行石灰软化或弱酸离子交换处理，以降低水中的碳酸盐硬度	补充水碳酸盐硬度较高或浓缩倍数较高的冷却系统
旁流过滤	对部分循环水进行过滤处理，以降低循环水的悬浮物	用于循环水悬浮物较高的系统
旁流除碱度和硬度	对部分循环水进行软化处理，以降低循环水的碳酸盐硬度	
循环水排污水处理	对部分或全部循环水排污水进行混凝澄清、石灰混凝澄清和反渗透除盐处理	缺水地区，要求对排污水进行回用

提高循环冷却水系统的浓缩倍数是湿冷机组电厂节约用水的主要措施之一，图 2.10-9 所示为浓缩倍数和补充水量的关系曲线。从图中曲线可以看出，浓缩倍数从 2 提高到 3~5 倍时，补充水量明显减少；随着浓缩倍数进一步提高，节水效果减小，但处理费用随之增加。

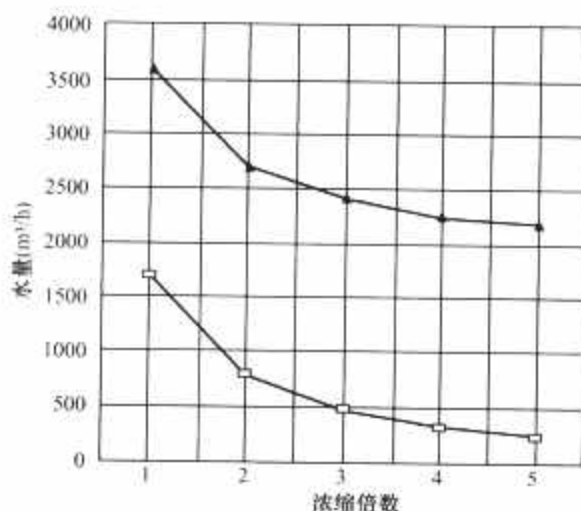


图 2.10-9 浓缩倍数和补充水量的关系曲线  
□ 排污水量；△ 补充水量

#### 8.2.2.2 循环水排污水回用处理系统简介

循环水排污水是一个重要的再生水水源。循环水排污水处理后回用，不仅节省了宝贵的水资源，而且可减少电厂对外的排水。

循环水排污水回用处理可和旁流处理相结合，在含盐量和悬浮物等较高时，可采用反渗透脱盐处理系统。反渗透的预处理可用常规预处理系统，也可采用超（微）滤的预处理系统。

##### (1) 常规预处理系统的流程。

杀菌剂 混凝剂  
↓  
循环水排污水 → 澄清池 → 砂过滤器 → 活性炭过滤器 → 反渗透系统 → 用水点

##### (2) 超（微）滤预处理系统流程。

循环水排污水 → 调节池 → 超（微）滤前置过滤器 → 超

(微)滤装置→反渗透系统→用水点

8.2.2.3 海水循环冷却及循环水处理

利用海水冷却的主流方案是直流冷却。对于海水浊度高、岸边坡度缓和取水十分困难，以及环保要求海域热污染严格和限制的地区，可采用海水循环冷却系统，以减少海水取水量。我国深圳福华德电力有限公司海水循环冷却系统已运行，国华宁海电厂和天津北疆电厂 2×1000MW 超临界机组采用了海水循环冷却系统，目前正在建设中。

采用海水循环冷却的凝汽器管宜选用钛材，同时添加高效阻垢剂、缓蚀剂及杀菌剂，并根据试验确定合适的浓缩倍数，一般控制在 2.0 以下。

8.3 冷却水中的杀生处理

8.3.1 冷却水中的微生物及影响

冷却水系统中各种生物（细菌、真菌、水藻类和海生物等）和悬浮物（泥土、沙和污物）会形成黏泥或附着生存。这些黏泥污垢附着于冷却系统的传热表面，影响传热效率和冷却效果，并可使投加的药剂水解和分解，影响阻垢和缓蚀效果。微生物的腐败物及生化过程中的产物可导致水的有机污染，黏泥污垢可引起冷却设备的腐蚀。因此，应对冷却水进行杀菌灭藻或杀生处理。

8.3.2 杀生处理系统

冷却水的杀菌灭藻或杀生处理应根据机组容量、冷却方式及水质条件等因素，并考虑环境保护和排水要求，选择采用加氧化性杀菌剂（包括二氧化氯、次氯酸钠、液氯等）及非氧化性杀菌剂等方式，杀菌剂药品应与阻垢剂、缓蚀剂不相互干扰。

常用杀生处理系统见表 2.10-23。

表 2.10-23 常用杀生处理系统

杀生处理系统		适用场合
氧化性杀菌剂	二氧化氯	淡水循环系统
	次氯酸钠制品	外购成品工业次氯酸钠
		使用于处理量小的淡水和海水循环系统
		电解食盐
		淡水循环系统
	电解海水	海水直流和循环系统
非氧化性杀菌剂	液氯	杀生效果好，但由于在运输和投加过程中易泄漏，被限制使用
	漂白粉	药品供应方便，使用于处理水量较小的场合
非氧化性杀菌剂（主要有季铵盐、氯酚等）		效果好，简便易行，使用于寒冷地区循环水中的有机物生长较少，仅在夏季定期投加杀菌剂的场合。但应注意对环境的影响

投加方式可采用间断加药法，对菌藻污染严重的水源，宜进行连续加药处理；对于加药时间较短的电厂，且循环水量较小，可采用定期加药方式。加药点位置为循环水泵吸水井或循环水泵房取水口。为减少水中生物的抗药性，宜交替使用氧化性和非氧化性杀菌剂。

8.4 凝汽器管材及选择

8.4.1 凝汽器管材选用考虑的因素

凝汽器管材的选择关系到机组的安全运行和经济性，应根据冷却水水质和管材的耐蚀性、使用年限、价格、维护费用等，进行全面的技术经济比较确定。

下列冷却水水质指标是凝汽器管材选择的依据：

- (1) 溶解固形物和氯离子。
- (2) 悬浮物和含砂量。
- (3) 水质的污染指标（包括硫离子 S<sup>2-</sup>、氨 NH<sub>3</sub>、溶解氧 O<sub>2</sub> 和化学耗氧量 COD<sub>Mn</sub>）。

当采用再生水或其他回收水作为循环水补充水时，凝汽器管及辅机冷却器宜选用合适牌号的不锈钢材质。必要时可通过试验确定。

8.4.2 常用凝汽器管使用条件

常用凝汽器管使用条件见表 2.10-24。

表 2.10-24 常用凝汽器管使用条件

管 材	适应的水质指标 (mg/L)			允许流速 (m/s)	
	溶解固形物	Cl <sup>-</sup>	悬浮物和含砂量	最低	最高
HSn70-1	<300 短期小于 500	<50 短期小于 100	<100	1.0	2.0
HSn70-1A	<1000 短期小于 2500	<150 短期小于 400	<300	1.0	2.2
HSn70-1B	<3500 短期小于 4500	<400 短期小于 800	<300	1.0	2.2
HSn70-1AB	<4500 短期小于 5000	<2000	<500	1.0	2.2
BFe10-1-1	<5000 短期小于 8000	<600 短期小于 1000	<100	1.4	3.0
BFe30-1-1	<35 000 短期小于 40 000	<20 000 短期小于 25 000	<1000	1.4	3.0
TP304/TP304L	—	<200	—	—	—
TP316/TP316L	—	<1000	—	—	—
TP317/TP317L	—	<5000	—	—	—
Ti	不限	不限	<1000	—	不限

9 热网补给水及回水处理

9.1 处理的目 的及原则

热网补给水处理是为了将热网系统的换热设备及管道的腐蚀及结垢控制在安全的范围之内，并保证换热效率。

热网回水处理也有利于节约用水。

9.2 热网补给水处理系统

热网补给水质量标准见表 2.10-25。

表 2.10-25 热网补给水质量标准

溶氧 (μg/L)	总硬度 (μmol/L)	悬浮物 (mg/L)
<5	<700	<5

热网补给水可采用锅炉排污扩容器后的排污水、软化水、除盐或反渗透出水。热网补给水处理系统应根据热网补给水水质和水量要求，并综合考虑全厂水处理系统情况确定。

热网补给水量较大，一般采用软化水处理设备。当锅炉补充水采用超滤反渗透工艺时，也可采用反渗透装置的出水



作为热网补给水水源。当水量较小时,可以采用锅炉补给水处理系统的除盐水。

9.3 回水处理系统

生产回水作为锅炉补给水时,应根据水质污染情况,考虑生产回水的处理措施。处理设施可单独设置或与锅炉补给水或凝结水处理设施合并。

生产回水含有油质时,应要求热用户进行初步除油,使水中含油量低于10mg/L。

不需处理的生产回水,应引入在热力系统中设置的返回水箱,并设置必要的监督仪表。

10 工业废水处理

10.1 工业废水处理的目 的及原则

废水治理设计必须贯彻“预防为主、防治结合、综合治理”的环境保护原则,坚持防治污染与综合利用相结合,尽

可能地减少废水排放量,提高回用率,做到经济效益、环境效益和社会效益相互统一。

在该原则的指导下,若经济上可能,则将分级处理的工业废水回用到电厂合适的用水点。个别水力灰渣输送电厂的酸性废水甚至可以不进行处理,即可回用到灰渣输送系统。

根据电厂建设规模和废水性质,电厂废水可以采用分散或集中处理。发电厂一般应设置废水集中处理设施。

10.2 电厂工业废水及处理方法

电厂工业废水包括经常性废水和非经常性废水两大类。

集中处理设施应能储存和处理全厂所有机组正常运行及一台最大容量机组在维修或锅炉化学清洗期间所产生的废水,对不均匀的废水来水量有足够的缓冲能力。废水处理过程中宜采用重力流。工业废水处理系统的排水水质应满足回用和排放的要求。

2×600MW 机组火力发电厂工业废水排水水质及处理方案见表 2.10-26。

表 2.10-26 2×600MW 机组火力发电厂工业废水排水水质及处理方案

废水名称		排水水质			排水次数	处 理 方 案
		pH 值	SS (mg/L)	Fe (mg/L)		
经常性废水	锅炉补给水处理再生排水	2~12	200~500	—	每天	酸碱中和处理
	凝结水精处理反洗、再生排水	2~12	1~10	5~100	1 次/(6~12 天)	凝聚澄清过滤、酸碱中和处理
	脱硫废水	<6	约 10 000	约 18 000 (Cl <sup>-</sup> )	每天	中和、沉降、絮凝、澄清、过滤、浓缩、脱水(宜单独处理)
非经常废水	空气预热器清洗废水	2~10	3000	500~5000	1~2 次/年	氧化、沉降、絮凝、中和、澄清、过滤、浓缩、脱水
	除尘器冲洗水	3~10	3000	500~3000	4 次/年	氧化、沉降、絮凝、中和、澄清、过滤、浓缩、脱水
	锅炉水侧化学清洗废水	2~12	100~2000	50~6000	1 次/4~10 年	氧化、沉降、絮凝、中和、澄清、过滤、浓缩、脱水
	锅炉火侧清洗废水	2~6	3000	500~5000	1 次/年	氧化、沉降、絮凝、澄清、过滤、浓缩、脱水
含油污水	变压器坑隔油池排水	6~9	50	变压器油 500mg/L	不经常	吸附除油、氧化、沉降、絮凝、澄清、过滤、浓缩、脱水
	油库区隔油池排水	6~9	50	轻油 500mg/L	不经常	吸附除油、氧化、沉降、絮凝、澄清、过滤、浓缩、脱水
含煤废水		6~9	200~5000	—	—	沉降、絮凝、澄清、过滤(宜单独处理)

11 氢气站

11.1 氢气系统及容量的确定

氢气系统,应根据氢冷发电机氢冷系统的容积、运行漏氢量,对氢气压力、纯度、湿度的要求及氢气源供应情况确定。电厂附近有可靠、合格氢源的发电厂,优先采用外购氢气供气方案,当不具备上述条件时,设置水电解制氢站。

水电解制氢站的制氢设备总容量,宜按全部氢冷发电机的正常消耗量以及能在 7 天时间积累起相当于最大一台氢冷发电机的一次启动充氢量之和考虑。贮氢罐的总有效容积,宜按全部氢冷发电机在制氢设备检修期间所需储备的正常消耗量与最大 1 台氢冷发电机的一次启动充氢量之和考虑。

当采用外购氢气供气时,氢气瓶或贮氢罐的总有效容积应满足全部氢冷发电机 7~10 天的正常消耗量和最大一台氢

冷发电机一次启动充氢量之和。如供氢单位可提供机组启动充氢量的氢气贮存罐及相应的设施时,则可减少氢气瓶或贮氢罐的总有效容积。

11.2 电厂氢气系统设计及设备配置

(1) 水电解制氢系统及设备配置。全套设备包括电解槽、框架一(分离器、冷却器、屏蔽泵、氢气干燥装置、阀门、管路、仪表等)、框架二(管道、阀门、压力表、减压器等)、框架三(除盐水箱、碱液泵、柱塞泵等)、除盐水处理装置、贮氢罐,以及系统内的电气和控制设备、管道、阀门和必需的仪器仪表等。

根据电厂机组容量的不同,可以设置 1 套或 2 套水电解制氢装置,贮氢罐的数量也有所不同。

(2) 外购氢气系统的设备配置。该装置包括组装气瓶集装格、氢气汇流排、减压装置和输送管道等。

氢气汇流排应设两组，一组供气，一组倒换钢瓶。每组钢瓶的数量，应按用户最大小时耗量和供气时间确定。

11.3 氢气质量监测仪表

水电解制氢系统设置氧中氢含量和氢中氧含量在线分析仪及氢气纯度分析仪。一般要求氢气纯度大于等于 99.7%（按容积计）、氧气纯度大于等于 99.2%（按容积计）。氢气干燥装置出口氢气露点温度宜低于等于-50℃。

11.4 氢气站的布置

氢气站应为独立建（构）筑物。氢气站和室外贮氢罐区宜布置在发电厂常年最小风向频率的上风侧，并应远离有明火或散发火花的地点。

12 水处理系统控制

- （1）预处理系统的控制。包括系统进出水流量、温度的自动调节，澄清池及超（微）滤加药、排污等自动操作，过滤设备、超（微）滤装置的自动反洗，各种水箱液位的自动调节等。
- （2）预脱盐系统的控制。包括系统进出水流量的自动调节，反渗透系统的加药、压力开关保护，各种水箱液位的自动调节等。
- （3）锅炉补给水处理系统的控制。包括设备、系统进出水流量的自动调节，阳床、阴床、混床酸碱自动程序再生，各种水质指标的监测，各种水箱液位的自动调节等。
- （4）凝结水精处理系统的控制。包括设备、系统进出水流量的自动调节，阳床、阴床、混床自动程序再生，过滤器自动反洗，各种水质指标的监测，各种药剂箱液位的自动调节等。
- （5）热力系统化学加药系统的控制。包括药剂的自动加入，加药泵的自动切换，各种药箱液位的监测等。
- （6）工业废水处理系统的控制。包括设备、系统进出水流量的自动调节，澄清池加药、排污等自动操作，废水酸碱自动中和，过滤器自动反洗，各种水质指标的监测，各种水箱液位的自动调节等。
- （7）热力系统水汽质量监督。按照国家标准要求，对热力系统需要的水汽化学指标进行监测，为机组安全运行提供

依据。

（8）氢气站的控制。包括设备、系统电解用水、冷却水、氢气流量、氢气品质、氢气湿度等进行监测，氢气、氧气分离箱液位自动调节，各种水箱液位的自动调节等。

各种水处理系统可以采用分散控制，也可以采用集中控制方式管理。当采用集中控制管理方式时，一般在锅炉补给水处理控制室对全厂主厂房外的水处理系统进行集中监控，主厂房内的化学系统则在主厂房机炉集中控制室内辅控网进行监控。有的电厂正在进行全厂各种水处理系统控制纳入主厂房分散控制系统监控的试点。

13 化学试验室

火力发电厂的化学试验室主要承担日常水、煤、油的化学分析，以及机组启动、运行及检修的化学监督。试验室的规模、试验仪器精确度等级和配置数量应满足机组在各种运行工况下的监测要求，可根据电厂规模、机组参数及电厂管理模式，结合地区电力试验研究单位的情况确定。

化验室的位置应远离煤场和有污染的药品库等。化验室不应受振动、噪声等的影响，并应光线充足，通风良好。

各化验室的内墙壁和地面应按其功能要求进行设计。墙壁宜为白色，不应反光；地面宜防腐、防滑，窗户宜用双层式。

设计时还应注意化验室对照明、水源、采暖和通风的特殊要求。根据当地气候条件和仪器要求设置空调。

化学试验室的设置见表 2.10-27。

表 2.10-27 化学试验室的设置

用 途	化学试验室名称	用 途	化学试验室名称
公 用	化验人员办公室	煤分析	制样室
	化验室仓库		热量计室
	更衣室		分析室
水分析	仪器室		加热间
	天平室		天平间
	分析室	油分析	分析室
	高温炉加热室		色谱仪器分析间

# 第11章 建筑、结构与暖通

## 1 总则

火力发电厂的厂区内,建有大量建(构)筑物。有与工艺系统相对应用于生产的主要生产建(构)筑物和辅助生产建(构)筑物,有用于全厂管理和生活的附属建筑物。它们分别服务于电力生产系统的正常运行、检修和管理。通过精心设计和精心施工而建成的各类建(构)筑物将确保在自然条件下和生产过程中都是安全可靠、经济适用的,并做到能源的节约和环境的保护。这就要求建筑、结构、暖通三个专业根据各工艺专业的基本设计原则(如标准、规程、规范、导则、手册等)进行科学的综合分析、研究和设计。三个专业的设计中均应积极贯彻“以人为本”的理念,为生产及管理创造良好的工作环境,不断创新优化,积极稳妥地采用新技术、新工艺、新材料,在可能的条件下将火力发电厂的建筑群建设得更具特色和更加美观。

建筑与结构专业的设计内容为建构筑物的地基与基础设计;建筑物的平面布置、空间组合和立面设计;建筑物的构造和装修设计;建构筑物的结构选型、分析计算和设计;各种设备基础选型、分析计算和设计;各种室外管道支架、室内地下沟道的选型、计算和设计;各种护坡处理及挡墙的选型、计算和设计;各种建筑材料的比选等。

暖通专业设计内容包括各建筑物室内的采暖、通风、空气调节和粉尘治理。在相关专业配合下,根据工程所在地的不同气象条件 and 生产条件进行分析计算、设备选型和安装设计。

建筑、结构、暖通三个专业对火力发电厂的建设是必不可少的,为其正常投运、正常生产和管理提供了保障。

## 2 建筑

### 2.1 主厂房布置

主厂房是多跨、高层工业厂房,厂房内布置有最重要的发电设备和大量的配套生产设备,是火力发电厂中最主要的生产车间。

主厂房内按照发电生产的主要工艺流程、设备布置分为汽机房、除氧间、煤仓间(或合并的除氧煤仓间)和锅炉房。还有相衔接的集中控制楼中布置有大量自动控制及电气设备。主厂房的布置以热机专业主导完成。

主厂房布置应依据生产工艺流程合理、正常运行管理、设备检修安装方便、建筑可靠经济适用为原则,确定主厂房的柱距、挡数、跨度、层数、各层标高等综合形成多种组合方案。

主厂房中汽机房主要分为底层和运转层两层,局部在运转层以下增加中二层。由于工艺流程或设备安装需要,在底层设有局部地下室或大型设备坑。汽机房各层分别安装有汽轮发电机组、循环水设备、配电装置、各种配套设施、管道和电缆桥架等。在地下还有敷设管道和电缆的沟道。汽机房运转层以上为大空间,装有轻级工作制的桥式吊车。

主厂房中除氧间为多层车间,主要安装有除氧器、除氧

水箱、配套设施和管道。国内有的工程将除氧设备布置在汽机房内(适当加大汽机房跨度),则取消除氧间。也有很多工程将除氧间与煤仓间合并布置,成为目前常见的除氧煤仓间的布置形式。

主厂房中煤仓间为多层车间,主要安装有磨煤机、煤斗、运煤皮带、配套设施和管道。煤仓间靠近锅炉,便于向锅炉提供煤粉燃料。煤仓间屋面上还可能布置有可露天的设备。运煤系统的运煤栈桥与煤仓间相连接。

主厂房中的锅炉房在严寒和寒冷地区的工程中一般以围绕锅炉的紧身封闭形式出现,其他地区工程大多为露天锅炉加炉前低封的岛式布置形式。如设锅炉运转层大平台,则平台下根据气象条件和工程技术要求可作封闭。

主厂房除常规的汽机房、除氧间、煤仓间或除氧煤仓间、锅炉房依次平行多跨布置外,还有煤仓间布置在锅炉房外侧,称为外煤仓布置。近几年,工程中频繁出现将煤仓间布置在锅炉房一侧,与汽机房、除氧间相垂直的方案,称为侧煤仓布置。

通常主厂房柱距为9~12m;汽机房跨度为27~34m,若汽轮发电机组为横向布置或除氧器布置在汽机房内时,汽机房跨度要增加3m左右;除氧间跨度为9~10m左右;煤仓间跨度为12~14m左右。

主厂房运转层标高根据机组容量的不同而确定,常规的300~1000MW机组的主厂房运转层标高为12.6~17m左右。汽机房屋架下弦标高为28~34m左右。除氧间屋面比汽机房的高,煤仓间屋面又比除氧间的高,由于煤斗贮煤量要求和煤斗形式不同,煤仓间的皮带层标高一般为33~42m,而衔接运煤栈桥部分(常称为主厂房转运站)更要高出7~8m左右。

当火力发电厂采用直接空冷工艺时,在汽机房A列外侧,布置有空气冷却器构架和平台,其体积庞大,远远超过汽机房。

集中控制楼一般设置在两台锅炉之间,汽机房固定端外侧,汽机房A列外侧,并均与主厂房相连,以第一种布置为常见。

集中控制楼主要设有集中控制室,配电装置室,电缆层,电子设备间及其他配套设施。集中控制楼是运行操作人员集中工作场所,为了设备的安全、操作人员健康和工作条件的保证,此楼内很多操控有关用房均提供集中空调,因此楼内设置空调机房。

### 2.2 主厂房内部交通

主厂房内部根据生产要求和安全疏散组织水平交通和垂直交通,以满足正常生产巡视,设备检修和灾害发生时人员的及时疏散。

#### 2.2.1 主厂房水平交通

(1) 主厂房各车间安全出入口均不应少于两个,有一个保证直接通向室外。

(2) 汽机房或除氧间、锅炉房底层按工艺要求设置1.5~2.0m的纵向通道,通行汽车时,通道宽度应增加到3.5m



以上。通道两端直接通向厂房出入口。

(3) 厂房纵向长度每隔 100m 左右,在底层和运转层都要设中间横向通道,方便汽机房到集中控制楼和锅炉房的横向联系,底层横向通道两端直通出入口。运转层及以上各层的各工作点到疏散口(楼梯口)的水平距离不应超过 50m。

(4) 主厂房固定端一般设有人员的主要出入口。汽机房两台机组在底层设有检修场时,一般应有设备的主要出入口,出入口大小应充分满足检修设备的进出要求。

(5) 集中控制楼为多层建筑、体量比主厂房其他车间小,各房间联系紧密,楼内各房间到出入口或疏散口(楼梯口)水平距离不应超过 50m。集中控制楼应有两个安全出入口。控制室不应少于两个疏散出入口。

### 2.2.2 主厂房垂直交通

(1) 固定端主要入口附近设主楼梯,通达主厂房各层和屋面,一般为钢筋混凝土梯段和平台。到运煤皮带层及其头部可加大坡度并可使用钢梯。

(2) 当主厂房长度超过 100m 时,应结合中间入口增设中间楼梯间,此楼梯与其他疏散楼梯间距离不应超过 100m。

(3) 扩建端可根据设备布置情况设置室内楼梯或室外消防梯通达各层楼面和屋面。

(4) 当主厂房屋面长度超过 100m 时,不同标高的屋面每隔 100m 左右架设相互联系的检修用的钢梯。

(5) 当主厂房有地下室时,应设有两个不同方向的安全疏散用的钢梯。

(6) 主厂房内应设通往上人的桥式吊车的钢梯。

(7) 汽机房中每台机组均设有连接底层、中二层、运转层的钢梯。

(8) 一般每台锅炉设置一台电梯,通往锅炉各层平台及炉顶。此电梯尽可能做到能通往所靠近的主厂房的各层。此电梯还应满足消防使用的要求。

(9) 在主厂房主要出入口附近,也可设置电梯,通达运转层及以上各层。

(10) 集中控制楼应单独设置至少一座通往各层的楼梯间,一般为钢筋混凝土结构。也有工程为集中控制楼设置单独电梯。

(11) 主厂房室内疏散梯净宽不宜小于 1.1m,疏散走道净宽不宜小于 1.4m,疏散门的净宽不宜小于 0.9m。主厂房室外疏散梯净宽不宜小于 0.8m。楼梯坡度不宜大于 45°。楼梯栏杆高度不应小于 1.1m。

## 2.3 采光

### 2.3.1 天然采光及采光窗配置

主厂房以天然采光为主,采光标准为 V 级。采光窗应充分有效地利用天然光源。主厂房各车间一般在侧墙上设置采光窗,在底层或中二层等区域因设备管道布置密集造成天然采光不足处以人工照明进行补充。

集中控制楼的大多数房间也以设置侧窗为天然光源的采光窗。但集中控制室及部分配套用房因洁净、防噪声等要求高,墙体封闭严实或设置隔声廊,使其不能随意开设采光的侧窗。因此,集中控制室及部分配套用房均采用人工照明。人工照明应满足采光标准 II 级,同时,光源设置时要避免仪表盘和各类显示屏上产生眩光。

采用侧窗采光时,侧窗应有良好的采光率,经久耐用,密闭性好又便于清洁。

采用侧窗采光时,大多结合自然通风的进风口设置,采用可开启的窗扇。侧窗常为水平布置,竖向布置较少见。汽

机房一般不再设水平高侧窗。

### 2.3.2 混合采光

混合采光是天然采光的一种方式,是由建筑物两种不同部位采光口同时为建筑内部提供足够的亮度的采光方式。

当天然采光照度不能满足车间的采光标准,又有条件实施屋面采光窗进行顶部采光以补充照度时,可进行混合采光。混合采光是目前大型厂房常用的天然采光方式。

主厂房中汽机房跨度很大,为了满足运转层天然采光照度标准的要求,A 列侧、固定端、扩建端均设采光窗,但一般仍不能满足汽机房运转层靠近 B 列的采光要求,为此,在汽机房屋面上开设屋面采光窗。采光窗大多采用点式窗,设在全跨离 B 列 1/3~1/4 处。纵向成串均匀布置,可一列,也可两列。

屋面采光窗应有很好采光扩散性,避免在楼面形成耀眼的光斑。同时,要保证采光窗材料万一碎散时下落的安全性。屋面采光窗还应具备严密、防渗、防漏、易于清洁的性能。

## 2.4 屋面及防水排水

### 2.4.1 屋面的隔热保温

主厂房设备运行过程中产生很大的散热量。在夏季比较炎热的地区,主厂房屋面应进行隔热处理,以降低室内温度。在冬季比较寒冷或严寒地区,为了保证厂房内正常的运行所需的温度,在采暖的同时,屋面需要进行保温和隔蒸汽的处理。在冬冷夏热地区,主厂房屋面设置隔热保温层更是必然的。隔热保温层的厚度应根据不同气象条件、不同材料进行设计。目前国内常采用干式隔热保温板材以方便施工。如有的工程采用湿式保温材料时,则需在材料中留排气孔、排气通道等,从而将水分逐步排出,以免破坏覆盖在最上层的屋面防水层。

### 2.4.2 屋面放置设备及检修

主厂房各车间屋面有可能局部布置可露天的设备。根据设备的外形、荷重大小、布置位置等,配合结构专业设置必要的基础、护沿、预埋铁件等,要防止破坏隔热保温层、隔热汽层和防水层。同样,屋面应考虑上人对设备进行巡视检修或屋面本身局部检修的要求。因此,屋面隔热保温层和屋面其他材料一起应具备一定的承载能力。上人屋面根据安全要求,女儿墙或栏杆高度不得低于 1.2m。

### 2.4.3 屋面的防水排水

主厂房屋面防水标准为 II 级。屋面可以采取性能优良的卷材防水、刚性防水或两种防水材料复合使用。防水材料耐久性要好,施工严格遵守规范要求。主厂房汽机房屋面一般设置两道防水层,结合屋面上人情况,往往采用卷材防水和刚性防水复合方式,而且刚性防水层在上面,以保护卷材防水层。刚性防水层一般为配筋细石混凝土做法。其他各车间屋面一般设单层防水层,有特殊要求才考虑加强做法。在屋面天沟处防水应加强,女儿墙处要有足够高度的泛水处理。屋面的孔洞要设置护沿和泛水,以防漏水和渗水。

屋面应有排水坡度,不同的防水材料坡度不同,卷材防水层、刚性防水层为 2%~5%,金属面板为 5%~35%。跨度大于 12m 的平屋面,宜通过结构找坡实现排水坡度的要求,此时坡度不应小于 3%。

主厂房屋面应采用有组织排水。各工程结合各地的气象条件,特别是最大小时降雨量、屋面汇水面积,计算选择雨水排水口的数量、布置雨水口位置、设计天沟的排水截面和选择雨水管的管径。雨水排水口要设置均匀,排水路径要简

捷,保证雨水尽快排走。在雨水口、天沟、雨水管设计和选用时,注意烟尘、灰沙等积聚和堵塞而留一定余度。在工程所在地暴雨季节来临前,应对屋面排水系统进行检查、清扫和疏通。雨水排水管一般为塑料制品,以设在车间内成内落水为宜。屋面排水天沟纵坡一般不小于1%。

近年来,虹吸式排水系统已在工程中采用,除保证排水畅通外,对屋面排水天沟的纵坡无严格要求。

## 2.5 主厂房造型

### 2.5.1 主厂房立面设计及空间组合

火力发电厂主厂房形体庞大,加之周边的建(构)筑物的陪衬,主厂房俨然成为厂区建筑群的中心。

主厂房中汽机房跨度大,A列方向呈水平延伸,尤其多台机组组合时,水平长度达400~500m。而除氧间、煤仓间跨度小一些,高度却达50~60m,呈高耸形体。两座大小不同形体的建筑块体相交衔接,其组合体量对比强烈,是主厂房固有的特征。因此,在主厂房造型及立面设计时应力求简洁大方、外轮廓线舒展流畅,强调大体量块面错落组合,充分体现工业建筑的大空间和气势。

在设计中,汽机房A列面、固定端面往往被运转层上带形窗分割出水平向虚实面。因此,在有的工程中,因A列面延伸很长而虚实面比例不当时,往往采取竖向有节奏的分割,如设竖向采光带代替水平带形窗效果亦佳。在设计除氧间、煤仓间的固定端时,则以强调高耸向上的效果,设计时在立面上设置竖向带窗或时断时续的点窗,形成连贯向上的趋向也是常用有效的手法。

主厂房还有形体更高的锅炉和炉后高耸的烟囱,加之向上斜接煤仓间的运煤栈桥,因此主厂房固定端外侧构图形成气势宏大、稳重又有变化、高低错落、组合有机、赏心悦目的特征。在设计时,应精心把握、充分强调这一特征,并通过简洁手法增强层次感和对比度,则其固定端构图将为之更加丰富和耐人寻味,并成为火力发电厂区别其他工业建筑的独特的造型。

在处理主厂房空间组合和外观时,应考虑人的视点和尺度,尽可能避免体量过大的压抑感,努力营造可亲近的和谐氛围,这是贯彻“以人为本”的理念在这方面的课题。

### 2.5.2 主厂房外墙的色彩配置

主厂房外墙色彩配置受多种因素影响。我国地域辽阔,气象条件不同,加之业主喜好差异等,都会对色彩配置的选择起不同的甚至决定性作用。只是在色彩配置时不顾天南地北,海边山区,如追求时尚一样,造成色彩雷同而无特色的现象应该避免。一般来说,色彩配置时,考虑北方冬天寒冷而采用暖色调为多,如米黄、淡褐色等;考虑南方夏季炎热、光照强烈而采用冷色调为多,尤以白色较受欢迎。当然也有采用中性色彩的如银灰色。总之,色彩配置应因“天”制宜、因地制宜及因人制宜,不要“一窝蜂”追求类同色彩。何况,主色调的深浅浓淡是可以变化的,还可用装饰的色带、色块予以区分。色带、色块使用要适度、比例要恰当,既可横向使用,也可竖向划分,要视墙面基本形状和比例而定。装饰以色带和色块者,如配置部位恰如其分,且尺度比例均衡、节奏韵律感强,也可为建筑造型增色不少。

现各企业标志图案常被用作建筑物点缀,主厂房建筑上也可考虑使用,只是注意根据视点和距离选择适当的位置,不能多用和滥用。

## 2.6 主厂房防火设计

根据多年统计显示,火力发电厂有发生火灾的危险,并

且直接损失、间接损失巨大。因此充分重视主厂房防火设计是非常必要的。

主厂房火灾危险性为丁类,耐火极限等级为二级。

集中控制楼火灾危险性为丁类,耐火极限等级为二级。

主厂房的防火设计应遵循以下主要原则:

(1) 主厂房地面部分,防火分区允许的建筑面积不宜大于6台机组的建筑面积;地下部分不应大于1台机组的建筑面积。

(2) 除氧间与锅炉房、煤仓间之间或汽机房与合并的除氧煤仓间之间应采用不燃烧体隔墙。隔墙的耐火极限时间不应小于1h。

(3) 主厂房承重构件为不燃烧体时,其非承重外墙也为不燃烧体者,其耐火极限时间不应小于0.25h;当为难燃烧体时,耐火极限时间不应小于0.5h。

(4) 汽轮发电机头部主油箱及管道外缘5m范围内的钢质构件应作防火和隔热措施保护,非承重构件耐火极限时间为0.5h,承重构件耐火极限时间为1h。

(5) 汽轮发电机组为岛式布置或主油箱对应运转层楼板开孔时,则对应主油箱上方楼面开孔。水平外缘5m范围投影的屋面钢结构承重构件,应作隔热防火处理并保证耐火极限时间不小于0.5h。

(6) 主厂房电缆夹层的内墙及承重构件耐火极限时间不应小于1h。墙体为不燃烧体。

(7) 主厂房的电梯应可供消防使用,电梯井和电梯机房的外墙均应采用不燃烧体。

当汽机房A侧墙外5m之内布置有变压器时,在变压器外轮廓外侧3m投影范围内,汽机房A侧外墙上不应设置门、窗和通风孔;当汽机房A列侧墙外5~10m范围内布置有变压器时,上述外墙可设甲级防火门,变压器高度以上可设防火窗,防火窗的耐火极限时间不应小于0.9h。

电缆沟及电缆隧道在进出主厂房时,在建筑物外墙处应设置防火墙,防火墙上应采用甲级防火门。当管道穿越防火墙时,其孔隙应堵塞和采取防火措施。

主厂房疏散楼梯内部不应穿越可燃气体管道和甲、乙、丙类液体的管道。楼梯间墙面、顶棚、楼地面的装修都应采用A级材料。

主厂房室外疏散楼梯和每层出口平台,均应采用不燃烧材料制作,耐火极限时间不应小于0.25h,在楼梯周围2m范围内的墙面上,除疏散门外,不应设其他门窗洞口。

主厂房、集中控制楼的内部装修应考虑防火要求,装修材料按规定采用A级和B1级。

## 2.7 其他生产建筑

其他生产建筑按生产工艺系统可分为燃料建筑、除灰建筑、化学建筑、脱硫建筑、电气建筑。

### 2.7.1 燃料建筑

燃料系统主要建筑有煤场(包括斗轮机)、汽车(火车)卸煤装置、干煤棚、贮煤仓、碎煤机室、转运站、运煤栈桥(包括地下运煤隧道)、运煤综合楼、入厂煤取样装置、运煤浴室、汽车衡及推煤机库、燃油泵房、卸油站台与贮油罐等建构筑物。

建在河、海边的发电厂,当采用船运燃料时,还应修建卸货码头,码头的设计需另外委托专业的设计单位进行。

#### 2.7.1.1 煤场

煤场包含卸煤场和贮煤场,厂外来煤首先进入卸煤场,再经转运站由运煤皮带输至碎煤机房,最后送到主厂房的原



煤仓。来煤的多余部分则送到贮煤场储存。

#### 2.7.1.2 汽车(火车)卸煤装置

(1) 缝式煤槽。缝式煤槽可根据需要设置检修场地、除尘间、工具间及值班室等,一般为地下一层,地上一层,检修间上部应设有吊物孔及起吊设施。

缝式煤槽入口设于两端,并设楼梯,当煤槽长度超过100m时,应加设中间楼梯。

地下室部分墙、地面应有良好的防水。地面设排水坡度、排水沟和集水坑以及相应的排水设施。

地上部分有封闭式或开敞式,可根据卸煤方式和气象条件而定,当为封闭式建筑时,可设高侧窗排烟、尘;当为开敞式建筑时,宜适当加大挑檐长度以防飘雨。

地下部分应有良好的通风条件,应设通风道和竖井,必要时可设机械通风系统。

(2) 翻车机室。翻车机室一般设有牵车控制室、翻车机控制室、配电室、地下煤斗间、皮带装置层、工具间等。

控制室宜设在车辆进口或出口的上端,观察窗位置应能监视室内外车辆的调动和作业情况。配电室应有防止小动物进入的措施。

#### 2.7.1.3 贮煤场

干煤棚位于贮煤场,用于存放电厂备用燃煤。

干煤棚地面应能承受煤堆荷载,并应满足运煤工具(如推煤机)的作业要求。干煤棚通常为大跨度结构,根据需要可设挡煤墙,挡煤墙外侧应设排水沟。

为避免和减少煤尘对周围环境的污染,可在煤场的上风口或四周设置挡风墙。

电厂燃煤还可根据当地环保要求,采用圆形封闭式煤场,封闭式煤场具有良好的环保效果,能有效防止煤粉尘对周边环境的污染。

圆形封闭式煤场一般为大跨度结构,周边设挡煤墙,挡煤墙外侧设排水沟;煤场地面应能承受煤堆荷载,并应满足运煤工具(如推煤机)的作业要求。煤场室内地面设排水坡度及排水沟,并于室外排水沟连通。

#### 2.7.1.4 贮煤仓

贮煤仓为存放电厂燃煤的另一种方式,通常为钢筋混凝土筒状形式,内设有贮煤层、运煤皮带层,根据需要可设MCC室、检测装置室等。地面设排水坡度、排水沟和集水坑。

#### 2.7.1.5 碎煤机室

碎煤机室内设滚轴筛层、碎煤机层、皮带头、尾部装置层、通风除尘装置室及值班室等。

值班室应有防尘、隔声措施。楼地面考虑水冲洗时应有排水和冲洗设施,地面设排水坡度、排水沟和集水坑;内墙面宜做防水墙裙。

#### 2.7.1.6 转运站

转运站通常设在运煤皮带改变运行方向或高差陡变的位置,设有皮带头、尾部装置层、通风除尘装置间、MCC室等。

转运站各层的高度,应满足设备起吊高度要求,且净高不应小于2.5m。与栈桥(隧道)连接处的净高不应小于2.2m。

楼地面考虑水冲洗时应有排水和冲洗设施,地面设排水坡度、排水沟和集水坑;内墙面宜做防水墙裙。

#### 2.7.1.7 运煤栈桥(包括地下运煤隧道)

栈桥可分为封闭式、开敞式或露天式,其选用根据工艺和气象条件确定。

封闭式栈桥围护结构常用金属压型钢板或砌体结构。开敞式、露天式栈桥应设1.20~1.30m高的栏板。

运煤栈桥、运煤隧道的运行通道净宽不应小于1.0m,检修通道净宽不应小于0.7m,垂直净高不应小于2.5m的规定。

运煤栈桥和运煤隧道应有冲洗设施和防排水措施,运煤隧道应做好墙和地面的防水。内墙面宜做1.2~1.8m高的防水墙裙。

运煤栈桥与碎煤机室、转运站或其他建筑物之间宜设变形缝。

#### 2.7.1.8 运煤综合楼

运煤综合楼内宜设置运煤控制室、电缆夹层、配电间、变压器间、运煤分场办公室、维修间、煤场工人休息室、浴室及更衣室等。

煤场工人休息室和浴室可根据情况单独修建,当浴室设在运煤综合楼内时,宜布置在底层,并设独立的出入口。

运煤控制室一般设置在顶层,可观察到煤场的作业情况。控制室的外门窗应有密闭防尘措施。

#### 2.7.1.9 煤取样装置间

煤取样装置间根据需要可设入厂煤取样间和入炉煤取样间,通常设置在运煤栈桥上,室内设有煤取样设备装置及设备起吊设施。

#### 2.7.1.10 汽车衡

当电厂来煤采用有汽车运送方式时,需设置汽车衡对来煤进行计量。

汽车衡内设置控制室、值班室及工具间等。汽车上衡的坡道应能满足运煤车的承载要求。

#### 2.7.1.11 推煤机库

推煤机库宜为封闭式建筑,内设停车库、检修间、工具间及值班室等。

检修间应设检修坑及起吊设施。推煤机库地面应采用不低于C30的混凝土,厚度不宜小于150mm。

#### 2.7.1.12 燃油泵房

燃油泵房通常设有油泵房、控制室及必要的检修场地和起吊设施,根据需要还可设值班室、配电室等。

燃油泵房地面及墙裙应采用耐油污的材料,墙裙高度宜为1.500m。

#### 2.7.2 除灰建筑

除灰系统主要建筑有电除尘控制楼、灰浆(渣)泵房、除灰空压机房、贮灰库等建筑。

##### 2.7.2.1 电除尘控制楼

电除尘控制楼内设置有电气控制室、热控控制室、电除尘(灰)配电间、等离子点火配电间、电缆层、卫生间等。

配电间、电缆层应有防止小动物进入的措施。

##### 2.7.2.2 灰浆(渣)泵房

灰浆(渣)泵房通常为地上一层,地下局部一层,内设泵房、控制室、配电室等。泵房布置在地下,其对应部位设置起吊孔,屋顶处设置起吊设施。

灰浆(渣)泵房地面应设排水坡度、排水沟和集水坑,地下室墙地面应有防水措施。配电间应有防止小动物进入的措施。

##### 2.7.2.3 除灰空压机房

除灰空压机房建筑内设有空压机房、控制室及必要的检修场地和起吊设施。

控制室和空压机房之间的隔墙上宜设观察窗,并应有隔声措施。



#### 2.7.2.4 贮灰库

当采用干除灰方式时,设有贮灰库。

贮灰库通常为钢筋混凝土筒状形式,内设有贮灰层、灰处理设施、MCC室等。

贮灰库底层出入口应能满足运灰车辆的进出要求,室内地面设排水坡度、排水沟和集水坑。

#### 2.7.3 化学建筑

化学建筑主要包括锅炉补给水处理室及化验楼、循环水处理室、油处理室、工业废水处理室、制氢站等建筑。

##### 2.7.3.1 锅炉补给水处理室及化验楼

锅炉补给水处理室及化验楼根据需要通常设置水处理车间、酸碱计量间、药品储存间、水泵间、控制室、化验室、MCC室、库房、办公室、卫生间等。

控制室宜紧邻水处理车间布置,并设观察窗以观察车间运行情况,同时应有隔声措施;酸碱计量间、药品储存间应有防酸碱腐蚀措施,酸碱计量间的墙面和顶棚应平整光滑;化验室应有良好的自然通风,并应避免靠近有震动的地段和散发有害气体的房间及设施;水处理车间地面应平整便于清洗,并设坡度坡向排水沟。

##### 2.7.3.2 循环水处理室

循环水处理室,通常设有控制室、稳定剂间、制氯间、药品储存间等。

稳定剂间、制氯间、药品储存间等房间应有相应的防腐措施,门窗、地面、墙面、顶棚、设备基础等应采用防腐材料或采用防腐材料覆面。另外,各房间还应有良好的自然通风,以利有害气体迅速散发。

##### 2.7.3.3 油处理室

油处理室包括油污水处理间、油水隔离池。

油污水处理间应具有良好的自然通风;窗应避免阳光直接照射;地面、墙面及顶棚应平整光滑并设耐清洗的墙裙。

根据情况,油处理室可与工业废水处理室合并布置,以减少占地面积。

##### 2.7.3.4 工业废水处理室

工业废水处理室通常包括废水处理间、加药间、控制室、配电间等。

废水处理间、加药间应有相应的防腐措施,门窗、地面、墙面、顶棚、设备基础等应采用防腐材料或采用防腐材料覆面;另外,还应有良好的自然通风以利有害气体迅速散发。配电间应有防止小动物进入的措施。

##### 2.7.3.5 制氢站

制氢站通常设有电解制氢间、辅助间(布置有加水配碱、除盐水冷却装置等)、配电间、控制室、化验室等房间。电解制氢间应满足有爆炸危险的甲类生产厂房的有关要求,并应执行GB 50177—2005《氢气站设计规范》。

电解制氢间地面、墙面、顶棚应平整光滑;地面应耐碱,顶棚应有不应引起氢气积聚的措施。另外,电解制氢间的地面、踢脚(或墙裙)及门窗应采用不发火花材料,门窗应向外开启。

电解制氢间应设置必要的泄压设施,通常采用轻型屋面(质量不超过 $120\text{kg}/\text{m}^2$ )和窗玻璃作为泄压面积。泄压面积与房间体积的比值宜为 $0.05\sim 0.22$ 。

配电间应有防止小动物进入的措施。

#### 2.7.4 脱硫建筑

随着我国对火力发电厂 $\text{SO}_2$ 排放控制的日益严格,火力发电厂设置烟气脱硫装置已十分普遍。目前,烟气脱硫工艺主要有石灰石—石膏湿法、半干法、烟气循环流化床法、

海水法、电子束法、氨水洗涤法等。

石灰石—石膏湿法是当前广泛应用的烟气脱硫工艺,与其配套的建筑主要有脱硫电控楼、石灰石制浆楼、石膏脱水楼、烟气分析室等建筑。

##### 2.7.4.1 脱硫电控楼

脱硫电控楼内通常设置有氧化风机房、电缆夹层、配电室、直流及UPS室、工程师室、电子设备间、控制室、通风设备间及卫生间等。

电缆夹层、配电室、直流及UPS室应有防止小动物进入的措施。直流及UPS室应有防止阳光直接照射的措施;室内装饰及门窗应考虑防腐。

##### 2.7.4.2 石灰石制浆楼

石灰石制浆楼包括石灰石卸料间、石灰石球磨机房、给料机房、循环泵房、磨料分配室、石灰石仓等。

制浆楼室内地面宜采用耐磨、易清洁的材料,石灰石球磨机房应设置起吊设施。

##### 2.7.4.3 石膏脱水楼

石膏脱水楼包括石膏储存间、石膏漩流器室、真空皮带及真空泵室、滤液箱及溢流箱泵室等。

石膏储存间应采取防腐和防堵措施,在寒冷地区,还应采取防冻措施。真空皮带及真空泵室设置起吊设施。

##### 2.7.4.4 烟气分析室等建筑

烟气分析室为一单层建筑,室内布置有烟气分析仪器及设备。建筑门窗应有隔声及密闭防尘措施。

#### 2.7.5 电气建筑

电气建筑主要包括有高压试验室、继电器室、配电装置楼等建筑。

##### 2.7.5.1 电气高压试验室

电气高压试验室通常为一单层建筑,包括实验大厅、仪表室、储藏室、更衣室等。

高压实验大厅的层高不宜小于 $6.5\text{m}$ ,室内应设置起吊设备。

根据情况,高压试验室可与其他建筑合并修建,以减少建筑占地面积。

##### 2.7.5.2 继电器室

继电器室通常为一单层建筑,室内布置电气设备,应有防止小动物进入的措施。

##### 2.7.5.3 配电装置楼

配电装置楼通常为单层或两层建筑,室内布置电气设备。

配电装置间室内横向隔断墙应采用不燃性材料,相邻隔断间的门应能两个方向开启。配电装置间应有严防小动物进入的措施。

#### 2.8 辅助、附属及生活建筑

##### 2.8.1 辅助及附属建筑

辅助及附属建筑主要包括空压机房、检修维护间,生产及行政办公楼、一般材料库、特种材料库、汽车库;消防车库,警卫传达室及大门等建筑。

###### 2.8.1.1 空压机房

空压机房建筑内设有空压机房、控制室及必要的检修场地和起吊设施。

控制室和空压机房之间的隔墙上宜设观察窗,并应有隔声措施。

###### 2.8.1.2 检修维护间

检修维护间包括各分场(汽轮机、锅炉、电气、燃料、

除灰、化学、土建等)维修工作间、工具间、办公室及卫生间等。

根据情况,检修维护间可分散布置在有关的生产建筑物内,目前多数电厂为分散布置方式,不再单独集中修建。

#### 2.8.1.3 生产及行政办公综合楼

生产及行政办公综合楼为电厂领导及其下设的职能机构办公用房,通常设有厂领导办公室、各职能部门办公室(包含汽轮机、锅炉、电气、燃料、除灰、化学、热工运行分场)、会议室、接待室、技术档案室、资料室、阅览室、教育培训室、环保用房、MIS机房、通信机房、配电房、卫生间等。另外,部分分场维修间(如电气维修间)和实验室(如热工、金属实验室)等通常设置在综合楼内。

综合楼层高不宜低于3.30m,走廊为内廊时,净宽不宜小于1.8m,为外廊时,净宽不宜小于1.5m。

综合楼为6层以上时宜设置电梯。一般情况下,综合楼可设置天桥与主厂房运转层连通。

#### 2.8.1.4 一般材料库

一般材料库通常为多层建筑,设有一般器材库房、精密器材库房、卸货间、办公室、材料发放室、值班室、卫生间等。

一般材料库楼梯宽度不宜小于1.5m;卸货间应有起吊设施,贯通楼层的卸货间宜采用耐火极限不低于2h的墙体封闭,并采用乙级防火门。库房的地面应有防潮措施,精密器材库房应有防尘措施。

#### 2.8.1.5 特种材料库

特种材料库为单层建筑,主要存放油漆、酒精、润滑油等物品。

库房的设置应根据所存放的材料特性分别考虑、分库存放,并应考虑通风,防止阳光直射。

库房宜设置卸货平台。

根据情况,特种材料库可与一般材料库毗连修建,但在连接处应设防火墙。

#### 2.8.1.6 汽车库

汽车库为单层建筑,设有车库、办公室(兼调度室)、休息室、储藏间、卫生间等,当汽车为5辆以上时,应设有维修间。

车库的净高不应小于最大汽车总高加1000mm,门的宽度尺寸宜为车宽加1000mm。维修间应设检修坑,车库及维修间地面应设向外倾斜的坡度,库内应设冲洗水源和污水池。

#### 2.8.1.7 消防车库

当现有城镇公安消防站至电厂的正常行车时间大于5min时,电厂应自建消防站,通常按2辆消防车配置。

消防车库设有停车库、值班室、维修工具间、消防器材库、办公室、宿舍、盥洗室及卫生间等。

当宿舍位于底层时,宿舍至停车库应有直通走廊,走廊净宽不应小于1.5m;宿舍位于楼层时,应设金属滑杆直通停车库内,楼梯扶手应为光滑的材料。

消防车库大门必须采用向外开启的平开门,严禁采用卷帘门和推拉门。

#### 2.8.1.8 警卫传达室及大门

警卫传达室通常设有值班室、休息室及卫生间等。

值班室应有良好的视野可观察车辆和人员的进出情况,大门机动车道和人行道应分开设置。

#### 2.8.2 厂区生活建筑

厂区生活建筑主要包括职工食堂、职工浴室、招待所、

检修宿舍和值班宿舍等建筑。

#### 2.8.2.1 职工食堂

食堂设有大、小餐厅,备餐间,厨房,库房,办公室,更衣室,卫生间等。食堂餐厅与厨房(包括辅助部分)的面积比宜为1:1。

餐厅、厨房应有良好的采光、通风条件,餐厅室内各层面层均应采用不易积灰,易清洗的材料。厨房的地面应采用防滑易清洗的材料,并做好地面排水。

#### 2.8.2.2 职工浴室

浴室通常设有门斗、更衣室、淋浴室、管理室及卫生间等。

淋浴室、更衣室地面应设不小于0.5%的坡度和排水沟,面层采用防滑易清洗的材料。

浴室宜天然采光,组织自然通风。

根据情况,职工浴室可和职工食堂联合布置。

#### 2.8.2.3 招待所、检修和值班宿舍

招待所、检修和值班宿舍通常设置总服务台、客房、检修和值班宿舍、会议室、活动室、服务员室、开水间、配电间等。

客房、宿舍卫生间不能利用自然通风时,应设通风井。

客房、宿舍的净高不宜低于2.6m,卫生间宜设管道井和吊顶。

### 2.9 厂区景观设计

电厂建筑是一组建筑群,宜与所在地周围环境相协调,厂区景观是向公众展示企业形象、体现企业精神风貌的重要方面。

电厂厂区景观设计一般可分为厂前区域、生产区域两大区。

#### 2.9.1 厂前区域

厂前区域景观设计应作为重点区域考虑,其景观要素一般包括厂前建筑、周边道路、集散广场、草坪绿地、植物绿化、铺装、旗杆、雕塑、水景、花坛、标志物设置、建筑小品等。在设计过程中应结合地区特点、气象条件、自然地形地貌及周围环境特征,通过精细、合理地搭配,突出和强调企业识别标志,营造出简洁、精致的景观环境。

#### 2.9.2 生产区域

生产区域包括主厂房区、煤场区、升压站区、水处理区、制氢站区、脱硫区、燃油区、材料库区等,是电厂完成生产、运行及维护的活动场所。

生产区域环境景观的重点功能应是调节员工情绪,实现人员、物资的顺畅流动,其景观要素一般包括道路、花坛、植篱、草坪绿地、植物绿化、铺地、标志物设置等。

总之,景观规划设计应在满足基本实用功能的条件下,体现“以人为本”的设计理念,突出“人、健康、环保”三大主题,通过精心规划和构思设计,营造一个优美宁静、舒适宜人、健康环保的厂区工作环境。

## 3 结构

### 3.1 基本要求

#### 3.1.1 结构设计应满足建筑物的安全性、耐久性、经济性和舒适性等要求

结构设计应根据建筑物的使用要求以及安全性、耐久性、经济性和舒适性等要求,以及工程地质条件、施工技术条件等进行,满足强度、稳定、变形、抗裂及抗震等要求。



DL 5022—1993《火力发电厂土建结构设计技术规定》(以下简称《土规》)是根据火电厂特点制定的土建结构设计规定,规定要求结构设计应做到安全适用、技术先进、经济合理。

发电厂的抗震设计必须贯彻预防为主方针,对于按规定需要设防的发电厂,其工艺和土建设计必须按照有关抗震设计规范的要求,采取有效的抗震和减少震害的措施。

建筑物设计基准期为50年。

### 3.1.2 电厂主要结构安全级别、重要性分类(抗震设防类别)、框架抗震等级

电厂结构设计应根据结构破坏可能产生后果的严重性,采用不同的安全等级。建筑结构划分为三个安全等级,电厂建构筑物的安全等级一般应取二级。

地震设防烈度为Ⅵ度及以上的建筑物应作抗震设防。发电厂建筑物抗震设防应按GB 50011—2001《建筑抗震设计规范》和GB 50260—1996《电力设施抗震设计规范》执行。一般情况下,地区抗震设防烈度可按照“中国地震烈度区划图”确定,当需要对新建工程进行烈度复核或地震安全性评价时,DL 5000—2000对此专门做了规定。在多数情况下,地震安全性评价提出的地震动参数比GB 50011—2001规定的高,由于采用地震设防烈度或地震动参数的不同,设计的安全度和技术经济指标相差很大,因此应正确地确定地震设防烈度或地震动参数。

根据GB 50260—1996,规划设计容量800MW或单机容量为300MW及以上的电厂为重要发电厂。

重要发电厂的主厂房主体结构、锅炉炉架、烟囱、烟道、运煤栈桥、碎煤机室与转运站、主控制楼(包括集中控制楼)、屋内配电装置楼、不得中断通信的通信楼、网络控制楼等应按乙类建筑进行抗震设防,这些建筑内布置有发电主要设备或是发电厂工艺流程的重要组成部分或属电厂的心脏—控制中心,这类建筑在构造措施上适当予以加强,且花钱不多,将在相当程度上提高该类建筑的抗震能力;除此之外的一般发电厂的主要生产建筑物和连续生产运行的建筑物,以及公用建筑物、特种材料库等,应按丙类建筑进行抗震设防;一般材料库、厂区围墙、自行车棚等次要建筑物,按丁类建筑进行抗震设防。

结构的抗震计算和构造措施应按抗震等级划分。因为综合考虑地震设防烈度(包括建筑场地类别)、结构类型(包括区分主、次要抗侧力构件)和房屋高度等主要因素,划分抗震等级进行抗震设计是比较经济合理的。

《土规》关于电厂主厂房、主控制楼、配电装置楼、运煤栈桥、管道支架等建构筑物的框架结构抗震等级做出了进一步的规定。以主厂房框架结构为例,可设计成具有不同高度的框架结构、框架—抗震墙(抗震支撑)结构。

## 3.2 荷载

### 3.2.1 荷载定义和分类

土建结构设计中涉及的作用包括直接作用和间接作用。间接作用如地基变形、混凝土收缩、焊接变形、温度变形或地震等引起的作用,荷载则等同于直接作用。

结构上的荷载可分为下列三类:

永久荷载(恒荷载),如结构自重、土压力、预应力等。

可变荷载(活荷载),如楼(地)面活荷载、屋面活荷载、设备荷载(如除氧器、煤斗、加热器等等)、管道荷载、积灰荷载、吊车荷载、风荷载和雪荷载等。

偶然荷载,如爆炸力、撞击力等。

发电厂建筑的屋面、楼(地)面活荷载主要指在生产使用、检修、施工安装时,由设备、管道、材料堆放、运输工具等重物所引起的,以及所有设备、管道支吊架等作用于屋面、楼(地)面的荷载。

### 3.2.2 荷载取值

火力发电厂土建结构设计中涉及的荷载,应符合GB 50009—2006《建筑结构荷载规范》,以及《土规》、DL/T 5095—2007《火力发电厂主厂房荷载设计技术规程》的规定。工艺专业提供的荷载以及施工安装与运行检修时产生的荷载,其荷载标准值的提出及采用均应统一遵照上述规程。

发电厂建筑的屋面、楼(地)面外加荷载均由工艺设计专业提供。工艺专业提供荷载资料时,根据设计的需要,设备、管道荷载可考虑分阶段(初设、施工图总图、施工详图)按不同深度要求提供。当工艺专业提供全部设备(管道)荷载时,楼面活荷载可按 $2.0\text{kN/m}^2$ 取值。

对于主厂房,当工艺专业提供主要设备及管道荷载(除氧器,高压加热器,低压加热器,粗、细粉分离器,工业水箱,煤斗,以及主蒸汽、主给水、一次风、煤粉系统管道)时,楼面活荷载可按《土规》及DL/T 5095—2007的计算主框架用的楼(屋)面活荷载取值计算。但设计楼面构件时,板肋(次梁或连梁)尚应计入管道及设备荷载(表盘、开关柜等一般设备荷载不再考虑)。

主厂房及其他生产、辅助生产、附属建筑物的屋面,可不考虑积灰荷载。

当发电机静子在汽机房地下室顶板上拖运,或除氧器需在楼面上拖运时,其对楼(地)面产生的荷载应根据实际拖运方案,采取临时性措施解决。

汽机房、锅炉房零米设备运行检修(中速磨煤机、钢球磨煤机等检修)通道部分的钢筋混凝土沟盖板及沟道(包括隧道)应按实际产生的集中(或均布)活荷载进行计算。安装时的临时重物设备运输起吊通道对地下设施产生的荷载,应采取临时措施解决。

吊车选型及荷载由工艺专业确定。在进行土建结构设计时,汽机房、锅炉房、灰浆泵房、修配厂、检修间及引风机室等的吊车工作级别按轻级工作制采用。燃煤及除灰建筑的桥式抓斗吊车按重级工作制设计。

对于主厂房中汽机房桥式吊车的竖向荷载和水平荷载应按DL/T 5095—2007采用。

吊车荷载的动力系数及组合值、频遇值和准永久值系数按GB 50009—2006中的规定采用。

### 3.2.3 荷载组合

结构的极限状态在总体上分为两大类,即承载力极限状态和正常使用极限状态。承载力极限状态一般以结构的内力不超过承载能力为依据;正常使用极限状态一般是以结构的变形、裂缝、振动参数不超过设计允许的限值为依据。

由于一些荷载作用可能同时出现,因此应对诸荷载作用加以组合,求得组合后在结构中的总效应。结构设计根据使用过程中在结构上可能出现的荷载,按承载力极限状态设计和正常使用极限状态分别进行荷载(效应)组合,并取各自的最不利的效应组合进行设计。

荷载组合统一按GB 50009—2006进行,但荷载分项系数按《土规》及DL/T 5095—2007采用。

计算地震作用时的重力荷载代表值取结构、设备、构配件重力荷载标准值和可变荷载组合值之和。可变荷载组合值系数按《土规》采用。



### 3.3 主厂房结构

主厂房结构设计主要包括主厂房基础, 锅炉基础, 汽轮发电机基座, 汽机房外侧柱及吊车梁, 除氧煤仓间框架, 煤斗结构, 除氧煤仓间各层楼面, 汽机房屋面, 除氧煤仓间楼梯结构, 汽机房固、扩建端山墙, 汽机房运转层平台, 锅炉运转层平台, 炉前低封结构, 锅炉电梯井结构, 炉顶结构, 主厂房地下设施, 主厂房附属设备基础, 集中控制楼结构, 锅炉紧身封闭结构等。

#### 3.3.1 框架结构

##### 3.3.1.1 结构体系

火力发电厂主厂房布置格局主要有前煤仓(四列式、三列式)布置及侧煤仓布置等, 其中比较常用的是前煤仓四列式布置, 目前国内设计的 600MW 及以上机组电厂大都如此。

四列式布置即汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房顺序布置, 三列式布置取消了除氧间。三、四列式布置的主厂房结构体系通常为汽机房外侧柱与除氧煤仓间框架组成的横向抗侧力体系承受横向水平作用, 纵向为框架(加支撑或剪力墙)结构承受纵向水平作用。主厂房与锅炉炉架、集中控制楼之间的联系通常采用滑动铰连接, 互不传递水平力, 各自为独立的结构受力体系。

侧煤仓布置将煤仓间置于锅炉之侧(或两炉之间), 汽机房结构一般为单独单层厂房或与除氧间框架组成框排架结构, 煤仓间为多层框架结构, 各为独立的结构受力体系。

模块化设计, 即通过不同的模块组合来适应不同电厂的建设要求, 便于方案组合, 优化设计, 节约工程量。主厂房模块一般分为汽机房(包括除氧间)、煤仓间、锅炉房、除尘器引风机、送风机一次风机模块等。

##### 3.3.1.2 结构体系选择

目前, 我国大机组火力发电厂主厂房主要采用现浇钢筋混凝土结构与钢结构两种形式。DL 5000—2000 规定: “主厂房框(排)架宜采用钢筋混凝土结构, 有条件时也可采用组合结构; 300MW 及以上机组的主厂房的主要承重结构必要时可采用钢结构。”火力发电厂主厂房的结构形式取决于多方面的综合因素, 主要有自然环境条件(如地质、地震条件等)、施工技术条件(如施工机具、加工制作、起吊运输设备等)、建设资金、施工工期的要求等。

主厂房框架采用钢结构或现浇钢筋混凝土结构, 各有优缺点, 从理论上讲均是可行的。

主厂房结构抗震体系选择是抗震设计应考虑的最关键问题, 对安全 and 经济起决定性的作用。钢筋混凝土结构适用Ⅶ度及以下地区主厂房结构体系, Ⅷ度区有条件采用; 钢结构铰接框架——支撑体系适用Ⅶ度及以下地区主厂房结构体系, Ⅷ度区应采用刚接框架——支撑体系; 当抗震设防烈度为Ⅷ度时宜采用钢结构, 在地基条件较好时可采用钢筋混凝土结构。设防烈度为Ⅵ、Ⅶ度的主厂房, 可采用铰接框架——支撑体系, 设防烈度为Ⅷ度的主厂房, 应采用刚接框架——支撑体系。

锅炉炉架结构与主厂房钢结构相互不宜直接连接。

##### 3.3.1.3 结构分析

主厂房框架结构布置应尽量简单、整齐合理、受力明确, 并应考虑扩建的条件。主厂房框架通常可按纵横两个方向的平面结构体系进行内力分析, 但应注意主厂房实际为体型、连接关系复杂, 刚度、荷载相差悬殊, 且有错层的不规则结构, 按抗震规范要求, 理应采用空间分析模式, 因此在

一定的情况下, 平面计算的结论不加分析的直接应用于结构设计, 有可能带来严重的安全隐患。

在抗震设防烈度为Ⅶ度及以上地区, 主厂房必须进行抗震设计。

抗震设计应尽可能地遵循“强柱弱梁”、“强剪弱弯”、“节点更强”和“避免短柱”的原则。

对于重要发电厂, 主厂房作为发电厂主要生产建筑物, 相当于 GB 50011—2001 中的乙类建筑, 抗震设防烈度为Ⅵ~Ⅷ度时应采取高一度的抗震措施。

《土规》关于电厂主厂房的框架结构抗震等级做出了进一步的规定, 见表 2.11-1。

表 2.11-1 主厂房框架结构抗震等级

结构类型		设 防 烈 度							
		Ⅵ		Ⅶ		Ⅷ		Ⅸ	
框架结构	高度 (m)	≤25	>25	≤35	>35	≤35	>35		
	框架	四	三	三	二	二	一		
框架—抗震墙结构	高度 (m)	≤50	>50	≤60	>60	≤50	50~80	≤25	>25
	框架	四	三	三	二	三	二	二	一
	抗震墙	三		二		二		一	

##### 3.3.1.4 温度伸缩缝

电厂主厂房钢筋混凝土框架纵向温度伸缩缝的最大间距, 经过很多分析和计算, 以及大量的工程实践验证, 已突破了 GB 50010—2002《混凝土结构设计规范》的规定。《土规》规定, 现浇结构温度伸缩缝不宜超过 75m, 装配式结构不宜超过 100m。当有充分论证, 采取有效措施(如设置后浇带、减少或中断底层连梁等)或经验算满足要求时, 可适当增大温度伸缩缝的间距。目前, 600MW 及以上级机组厂房现浇结构纵向温度伸缩缝的最大间距大都超过了 75m。

根据 GB 50017—2003《钢结构设计规范》, 单层房屋的温度区段长度(伸缩缝间距)采暖房屋和非采暖地区的房屋为 220m, 热车间和采暖地区的非采暖房屋为 180m。

主厂房通常每台机组之间设一温度伸缩缝。

#### 3.3.2 楼(屋)面结构

##### 3.3.2.1 结构选型

主厂房屋面结构可选用有檩、无檩、板梁(屋架)合一的屋盖体系。

汽机房屋面通常采用钢屋架或屋面梁, 对无檩体系的厂房采用大型屋面板, 对有檩体系一般采用以镀锌压型钢板作为底模的现浇钢筋混凝土屋盖。在经济合理的前提下, 汽机房可采用网架结构。

除氧间、煤仓间屋面采用(以镀锌压型钢板作为底模)现浇钢筋混凝土屋面。

##### 3.3.2.2 结构设计

屋面结构设计应满足承载力、刚度和裂缝宽度限值的要求, 并具有良好的整体性, 有利于抗风、抗震。

汽机房跨度大、净空高、吊车吨位大, 因此应重视屋面支撑的设置。《土规》对此有专门的规定。

##### 3.3.3 煤斗及吊车梁

煤斗宜采用钢结构, 煤斗支承方式有支承式和悬挂式。煤斗外形应尽量简单, 并采用便于落煤、受力合理的形式。通常煤斗内衬不锈钢或阻燃高分子材料, 也可不采用内衬, 壁厚按计算值增加 2mm 作为磨损储备。

煤斗的设计条件由工艺提供。计算煤斗荷载时应按满载

考虑。煤斗应均匀地支撑在煤斗大梁上。粉煤斗及其上部楼面结构应考虑斗内可能发生的爆炸力 ( $10\text{kN/m}^2$ )。

《土规》提出了吊车梁的结构选型和设计要求。目前,大容量机组的吊车梁一般采用钢结构,钢吊车梁通常采用等高度等截面焊接工字形截面。

### 3.3.4 锅炉结构

锅炉炉架结构一般采用钢结构,由锅炉厂设计。锅炉炉架结构通常为独立的结构受力体系,与主厂房结构互不传递水平力。

锅炉电梯井结构一般采用钢结构,外依附于炉架布置;也可采用独立式和外依附式布置。

锅炉电梯井结构通常做法是外依附于炉架布置,在垂直方向上每隔一定高度以炉架平台作为水平支点,支点构造上应做成不动支点。电梯井钢架仅承受自身的垂直荷载,水平荷载将通过适当布置的水平支撑传递给锅炉炉架,因此结构耗材量较少。

电梯井结构通常采用压型钢板作为围护结构。

电梯井架结构设计所需的基本尺寸、电梯停留楼层标高、地坑深度、机房布置等资料由工艺要求和电梯制造厂家的资料确定。

锅炉电梯井结构、炉顶结构及锅炉紧身封闭结构宜由锅炉厂设计。

## 3.4 地基与基础

根据地基土的性质、结构类型和荷载大小的不同,基础可分别选用单独基础、条形基础、片筏基础、箱形基础、桩基础等不同的基础形式。

### 3.4.1 一般要求

在许多电力工程建设中,地基处理工程投资大、工期长,对工程建设的计划、投资和质量的影响举足轻重,特别是处理效果能否满足工程需要,直接关系到建设工程的质量,因此必须高度重视地基与基础设计。

发电厂地基处理方案的确定与实施,是个逐步深化的过程。由于地基土性质复杂,地基基础设计必须坚持因地制宜、就地取材、保护环境和节约资源的原则;根据岩土工程勘察资料(这是地基基础设计中的最根本依据,必须要准确可靠),综合考虑结构类型、材料情况与施工条件等因素精心设计。

地基基础设计的原则是地基的强度和稳定性应有足够的安全度;地基变形不应超过建筑物的地基变形容许值;满足基础的强度、刚度和耐久性要求。

在具有不同工程地质条件的场地上,建筑物在地震中的破坏程度是明显不同的。因此,按照场地、地基对建筑物所受地震破坏作用的强弱和特征分类是有必要的,以便按照不同场地特点采取抗震措施。

按照抗震设计规范的规定,建筑场地划分为有利、不利和危险的地段。对建筑场地的选择应根据工程需要,进行场地地形地貌、工程水文地质、地震活动情况等的勘察,选择有利地段,避开不利地段,当无法避开时应采取有效的抗震措施,不应在危险地段建造甲、乙、丙类建筑。

根据地基损坏造成建筑物破坏后果的严重性,GB 50007—2002《建筑地基基础设计规范》将地基基础设计分为甲、乙、丙三个设计等级。相应的《土规》将火力发电厂各类建筑物分为三个等级,主厂房(包括汽轮发电机基础、锅炉炉架基础)、主控制楼或网络控制楼、通信楼、220kV屋内配电装置楼、高度大于100m的烟囱、跨度大于30m的

干燥棚及其他厂房建筑地基安全等级为一级。

### 3.4.2 天然地基

#### 3.4.2.1 天然地基承载力设计规定

地基承载力特征值可由载荷试验或其他原位测试、公式计算,并结合工程实践经验等方法综合确定。

所有建筑物的地基均应进行地基承载力计算。天然地基承载力、地基抗震承载力的设计应符合GB 50007—2002和GB 50011—2001的规定,按地基承载力确定基础底面积时,传至基础底面上的荷载应按正常使用极限状态下荷载效应的标准组合。相应的抗力应采用地基承载力特征值。

根据GB 50007—2002,下列建筑物应在施工期间及使用期间进行变形观测。

(1) 地基基础设计等级为甲级的建筑物。

(2) 复合地基或软弱地基上的设计等级为乙级的建筑物。

(3) 加层、扩建建筑物。

(4) 受邻近深基坑开挖施工影响或受场地地下水等环境因素变化影响的建筑物。

(5) 需要积累建筑经验或进行设计反分析的工程。

对于火力发电厂,一级建筑物及部分需要进行沉降观测的二级建筑物,应在施工期间及使用过程中进行沉降观测。

#### 3.4.2.2 地基变形计算

地基土体在上部建筑物的荷载作用下,必然产生应力和变形,从而引起基础沉降。建筑物的地基变形计算值,不应大于地基变形允许值。计算地基变形时,传至基础底面上的荷载效应应按正常使用极限状态下荷载效应的准永久组合,不应计入风荷载和地震作用。相应的限值应为地基变形允许值。

GB 50007—2002根据建筑物地基基础设计等级及长期荷载作用下地基变形对上部结构的影响程度,对建筑物可不作变形验算的条件做了规定。根据《土规》规定,主厂房等建筑物除按地基承载力计算外,还应进行地基变形计算,但当满足下列条件之一时,可不进行变形计算。

(1) 主厂房地基均匀,地基承载力标准值满足表2.11-2时。

表 2.11-2 主厂房可不作地基变形计算的地基承载力

单机容量 (MW)	天然地基主要受力层的地基承载力标准值 $f_k$ (kPa)
12~25	180
50~100	220
200~300	270
600	300

注 1. 地基主要受力层系指基础底面下深度为  $3b$  ( $b$  为基础底面宽度,且厚度不小于5m的范围)。

2. 不包括湿陷性黄土地基。

(2) 对二级建筑物,当地质条件和建筑物类型满足GB 50007—2002规定的范围时。

(3) 当有地区成熟经验或有类似工程的经验可供借鉴时。

主厂房地基的允许变形值,应符合《土规》的规定,其他一、二级建筑物的容许变形值可参照GB 50007—2002或地区规范的有关规定。

### 3.4.3 人工处理地基

#### 3.4.3.1 地基处理的基本原则

地基需要人工处理时,应遵照国家规范、规程和地方规



定,选取有效经济方法进行。DL/T 5024—2005《电力工程地基处理技术规程》规定:当符合下列条件之一时,电力工程应进行地基处理。

(1) 天然地基承载力或变形不能满足工程要求。

(2) 发现地基有暗沟、隐埋湖塘、暗浜、土洞或溶洞。

(3) 地震区存在可液化土层的地基,不能满足抗液化要求。

(4) 经技术经济比较,处理的地基比天然地基更合理。

进行电力工程地基处理时,同一建筑物地基宜采用一种地基处理方法;地基处理正式施工前宜进行试验性施工,施工过程中及施工结束后必须进行监测和检测;处理后的地基土承载力一般采用载荷试验确定。

软弱地基处理方案应根据工程设计要求、场地条件、施工条件,并经技术经济比较,选用适宜的地基处理方案或调整上部结构和处理地基相结合的方案。对软弱地基,还应采取减少地基变形及建筑物适应地基变形的措施。

山区地基应按照先排水治坡,再支挡,然后进行建筑施工的程序进行;应特别注意填方的均匀性问题,对压实填土提出质量要求,对未经检验及不符合质量要求的压实填土,均不得作为建筑工程的地基持力层。

#### 3.4.3.2 地基处理方法

(1) 软弱地基。对于软弱地基,由于电厂一般具有荷重大、沉降变形控制要求较高等特点,电厂主要建构筑物通常采用桩基。桩基可用于电力工程各类建构筑物的地基加固,桩型主要有钻(冲)孔灌注桩、人工挖孔桩、预制钢筋混凝土桩、预应力管桩(PHC和PC)、钢桩(钢管桩和H形钢桩)等。

一般建构筑物可采用复合地基进行浅层处理的方法,火电厂中采用浅层处理较为成熟的方法有换土垫层法、预压法、强夯法、振冲法、砂石桩法、水泥粉煤灰碎石桩法、水泥土搅拌法、注浆法等形式。

换土垫层法适用于浅层软弱地基及不良地层的处理,常用的垫层材料有素土、灰土、砂或砂砾、碎石(卵石)、粉煤灰等。

预压法分为堆载预压法和真空预压法,堆载预压分天然地基堆载预压和排水(塑料排水板或沙井)堆载预压。

强夯法及强夯置换法,是一种强力加固地基的方法。

注浆法是一种化学加固法,有高压喷射注浆、静压注浆等。

振冲法是利用振动和压力水冲加固地基的一种方法,分为加填料和不加填料两种,在砂土地基中主要作用是振冲挤密,在黏性土地基中为振冲置换。

(2) 山区地基。山区地基地质条件更为复杂,通常具有多种不良地质现象,如滑坡、岩溶、土洞、崩塌等。山区地基具有不均匀性的特点。

山区(包括丘陵地带)地基的设计,应考虑岩溶(土洞)、边坡、滑坡、泥石流、断层破碎带、崩塌(包括危岩滚石)以及施工过程中的挖方、填方、堆载和卸载等因素,根据地形、工程地质条件及水文地质条件、总布置、厂房上部结构和施工方法等确定合理的地基处理方案。

山区地基应注意合理选择建筑物地面标高,通常采用多级支挡,以减少大挖大填。主厂房、主要设备基础、烟囱等主要建构筑物应设置在较好的地基上,并结合下卧基岩情况,选择合理的基础形式;山区建设中暗沟(槽)、暗塘、冲沟等处欠固结的地基,不应作天然地基。

对土岩组合地基,地基基础设计等级为甲级建(构)筑

物及对地基变形要求较高的乙级建(构)筑物或地质条件比较复杂的地基,可采用桩基或梁、板跨越处理。

对岩溶地基,应避开岩溶发育地段和非稳定地段,岩溶地区的桩基不宜采用直接支承于基岩面上的预制桩,荷载较大时采用钻(冲)孔桩应慎重。对于石笋、石芽密布,溶沟、溶槽发育的地段,灌注桩宜适当提高桩身混凝土强度等级及配筋率,预制桩宜适当降低桩的设计承载力。

对压实填土地基,地基基础设计等级为甲级建(构)筑物及对地基变形要求较高的乙级建(构)筑物不宜采用。

对建筑边坡应进行稳定性评价(除天然状态外,还应包括对施工过程和生产运行时的稳定性评价)。边坡的处治常用措施有放缓边坡、挡墙、抗滑桩支挡、注浆、锚杆土钉墙、预应力锚索加固、植物防护、砌体封闭防护、喷射混凝土防护、桩网锚喷、截水沟、坡内排水沟排水等工程防护措施,以保证防止各种自然应力对边坡的破坏,确保边坡的稳定。

山区电厂总平面布置应遵循“地质决定总布置”的原则,稍有不慎将造成经济及安全的极大损失。

#### 3.4.4 特殊土地基设计

特殊土包括膨胀土、湿陷性黄土及冻土等。

##### 3.4.4.1 膨胀土地基

膨胀土地基的变形特点是吸水膨胀和失水收缩,地基中水分转移是引起地基变形的主要原因。对建在膨胀土地基上的建筑物,应遵照GBJ 112—1987《膨胀土地区建筑技术规范》的有关规定进行处理,采取相应的设计措施,主要包括:采取适当埋深以减小气候影响;增加基底压力、限制膨胀变形;采取覆盖措施,减少干缩变形;采取排水措施,防止水渗漏等。

对电厂建筑物地基安全等级为甲级的建(构)筑物,基础埋深宜置于大气影响深度之下;建筑物地基安全等级为乙、丙级的建构筑物,基础埋深宜置于大气影响急剧层深度之下,且基础埋深应不小于1m。大气影响层(含影响急剧层)深度,应由勘测专业提供。

基础底面的地基平均压力应不小于膨胀土地基的膨胀应力。

建于膨胀岩上的基础,宜优先采用嵌岩基础,并应注意施工开挖及基坑保护和基础的及时浇筑。

建于膨胀土地基上的一般建筑,基础不宜直接置于膨胀土层上,可采用换土砂石垫层、土性改良等方法处理。

建筑基础及沟坑壁四周的回填土应采用非膨胀性土料回填。

山区膨胀土地基的边坡挡墙设计,宜采用低边坡、矮挡墙、多级支挡支护结构。

所有建于膨胀土地基上的建筑物基础、边坡支挡结构,均应设置位移(沉降、胀缩、水平变位)的观测网点,并定期做好观测记录。

##### 3.4.4.2 湿陷性黄土地基

湿陷性黄土地基浸水后将产生较大的沉降,对于湿陷性黄土,应符合GB 50025—2004《湿陷性黄土地区建筑规范》的有关规定,基本措施是:防止水侵入地基;进行地基处理,使其不具有湿陷性;将地基建在非湿陷性土层上。

当地基的湿陷变形、压缩变形或承载力不能满足设计要求时,应针对不同土质条件和建筑物的类别,在地基压缩层内或湿陷性黄土层内采取处理措施,甲类建筑应消除地基的全部湿陷量或采用桩基础穿透全部湿陷性黄土层,或将基础设置在非湿陷性黄土层上;乙、丙类建筑应消除地基的部分



湿陷量。

湿陷性黄土地基处理可采用垫层法、强夯法、挤密法、桩基础等,通常情况下采用强夯处理;采用桩基础时,桩端一般应穿透湿陷性黄土层。

#### 3.4.4.3 冻土地基

含有冰的土(岩)称为冻土,冻结状态持续两年或两年以上的土(岩)称为多年冻土,地表层冬季冻结、夏季全部融化的称季节性冻土。

确定基础埋深应考虑地基的冻胀性,在冻胀地基上应采取防冻害措施。利用季节性冻土作为持力层时,通常挖除基底以下冻土,换填砂石或混凝土;当仅考虑地基土冻胀和融陷影响时,基础可浅埋设计,但应注意采取技术措施。

#### 3.4.5 基础

在满足地基变形的条件下,通常采用天然地基上做浅基础,当地基较差时才用深基础。

基础形式选择应尽量做到经济合理。在天然地基上的浅基础,一般遵循独立基础→条形基础→十字形基础→片筏基础→箱形基础的顺序来选择基础形式。

合理确定基础埋深是基础设计的重要环节,在保证基础安全稳定、耐久的前提下,应尽量浅埋以节省投资、方便施工。

深基础中,桩基础通常作为荷载较大的建(构)筑物基础,适用范围最广。火电厂的桩基设计,应综合考虑地质条件、上部结构类型、施工技术、工期、检测条件以及对环境的影响,综合比较,做到技术先进、经济合理、安全适用。桩基持力层宜选择中、低压缩性的黏性土、粉土、中密和密实的砂类土、碎石土及中、微风化岩石层等。采用打入挤土桩时,应考虑沉降挤土效应对邻近桩、建筑物、地下管线等产生的影响。

对一、二级建筑物的单桩抗压、抗拔、水平极限承载力标准值,宜按综合试桩结果确定。工程桩应进行单桩承载力和桩身完整性抽样检测。火力发电厂建筑工程基桩的承载力和桩身完整性的检测与评价应符合 GB 50007—2002、JGJ 106—2003《建筑基桩检测技术规范》、DL/T 5024—2005 等的要求。

#### 3.4.6 地下沟道

地下沟道设计应遵守“防排兼施”的原则;沟道交叉原则应遵守:干的让湿的(如电缆沟让冲灰沟),软的让硬的(如电缆沟让工业用水管沟),压力让自流(如工业用水管沟让冲灰沟)。

### 3.5 动力机器基础

#### 3.5.1 汽轮发电机基座

我国目前的汽轮发电机基础有钢筋混凝土框架式基础、弹簧隔振基础及大块式基础,其中大多数为钢筋混凝土框架式。

GB 50040—1996《动力机器基础设计规范》是建立在大量的试验研究的基础之上,许多规定是从实践中得来的。模型试验和原型实测是对基础进行校核的重要手段之一,也是衡量基础振动标准的一个工具。模型试验和原型实测目的是验证基座设计的合理性和可靠性,判断是否需要根据试验结果进行设计调整,必要时提出进一步优化的建议,并为今后运行提供试验参数;另外,该项试验还将为今后基座设计提供更加丰富的试验依据。DL 5000—2000 规定:对于 600MW 及以上新型机组的首台基础宜做模型试验。

通常情况下,汽轮发电机基座设计应满足 GB 50040—

1996 及《土规》的控制要求。框架式基础宜按多自由度空间力学模型进行分析,以合理确定结构选型。

汽轮发电机基座通常采用独立布置,与其他结构脱开。

汽轮发电机基座在国外通常由制造厂家设计。

#### 3.5.2 辅助机器基础

磨煤机、引(送)风机、电动给水泵、汽动给水泵、碎煤机基础等通常采用大块式或弹簧隔振、墙式、框架式基础;给水泵、碎煤机直接布置在楼板上时,可采用弹簧隔振基础。

辅助机器基础一般不与建筑物基础相连。对于电动机容量大于 100kW 的磨煤机、引(送)风机、电动给水泵、汽动给水泵、碎煤机等辅助机器基础,宜置于原土地基上。

辅助机器基础(如风机、风扇磨煤机、中速磨煤机、给水泵等)无法避免压在建筑物基础上时,应采取有效的隔振措施(如钢弹簧、橡胶等隔振装置)。计算主厂房基础时,必须计入这些附加荷载,并考虑不均匀沉降。

当需要时,辅助机器基础的动力计算应按 GB 50040—1996 的有关规定执行。

### 3.6 烟囱、烟道

火力发电厂烟囱是特殊的高耸构筑物,是电厂最具代表性的建(构)筑物之一。由于它施工及运行维护的难度和复杂性,设计时必须考虑较高的安全可靠度和使用耐久性。

与国际上通行的烟囱设计和防腐蚀材料选用标准相比,目前我国烟囱设计的标准还有差距,对烟囱的重要性、特别是安全性及使用寿命的认识还需进一步提高,烟囱结构形式和防腐蚀材料选用标准与大容量机组的重要性还不协调,需要进一步向国际上通行的烟囱设计标准靠拢。

#### 3.6.1 烟囱结构形式

(1) 目前火力发电厂工程中常用的烟囱结构形式。

1) 单筒式烟囱(砖砌内衬、整体浇筑料内衬)。

2) 改进型单筒式烟囱(排烟内筒下部为自立式砖砌体结构,套筒形式)。

3) 套筒式烟囱(分段支承的砖砌排烟内筒、自立式钢排烟内筒)。

4) 双管式烟囱(分段支承的砖砌排烟内筒、自立式钢排烟内筒、悬挂式钢排烟内筒)。

5) 多管式烟囱(自立式钢排烟内筒)。

实际工程中,烟囱的结构选型应根据排放烟气的腐蚀性等级、按照 GB 50051—2002《烟囱设计规范》的要求进行选择。烟气湿法脱硫处理的烟囱,应按强腐蚀性等级进行设计,在烟囱结构选型上应考虑套筒式或多管式结构形式。

(2) 火力发电厂工程可选用的特殊烟囱形式。

1) 取消独立设置的烟囱,将烟道接入冷却塔内排放烟气,即“烟塔合一”的方案,目前国内已有工程试用。

2) 塔架式钢烟囱,虽在国内火力发电厂工程中未应用,但在冶金行业的烟囱中有应用,国外火力发电厂工程有这种形式和将排烟筒兼作塔架的烟囱应用实例。

3) 某些国外的烟囱设计标准要求中在烟囱中设置检修维护用的电梯,目前国内火力发电厂烟囱设计中尚无此要求,也无工程应用实例。

#### 3.6.2 烟囱结构计算

对烟囱中承担安全性能的钢筋混凝土筒壁计算:按照 GB 50051—2002 的计算要求进行;对烟囱的其他部分(如内衬、排烟内筒、平台等)可按常规结构进行计算。

烟囱布置及连接节点的构造要求按照 GB 50051—2002

进行。

### 3.6.3 烟囱防腐设计

(1) 烟囱防腐设计的依据和考虑的因素。

1) 烟囱防腐设计是根据烟气的腐蚀性等级分类, 烟气的腐蚀性等级又根据燃煤的含硫量划分, 通常分为弱腐蚀性、中等腐蚀性和强腐蚀性三类。

2) 湿法脱硫处理的烟气按强腐蚀性烟气等级考虑。虽然 GB 50051—2002 中对此没有明确的规定, 但借鉴国际工业烟囱协会烟囱设计标准的要求和考虑近些年设计人员在烟囱防腐方面形成的共识, 湿法脱硫处理的烟气条件按强腐蚀性烟气等级进行防腐设计是符合实际状况的。

3) 烟囱结构形式应根据排放烟气的腐蚀性等级, 按照 GB 50051—2002、DL 5000—2000 和 DL 5022—1993《火力发电厂土建结构设计技术规定》的烟囱选型规定要求进行选择。对于选用套筒式或多管式烟囱, 其排烟内筒的防腐设计, 应根据烟囱运行的安全可靠、烟囱使用寿命、使用寿命期间的经济性比较, 进行排烟内筒材料的选择。

(2) 目前国内火力发电厂工程烟囱防腐设计的做法。

1) 烟气不脱硫处理时, 一般采用常规的单筒式烟囱, 内衬材料以耐酸胶泥砌筑的耐酸砖(砌块)为主。

2) 烟气湿法脱硫处理、设置烟气加热系统 GGH 时, 一般选用砖套筒烟囱, 即排烟内筒选用分段支撑的砖砌体结构; 在地震烈度较高和地基条件较差时, 也可选用钢套筒烟囱或多管式烟囱, 即排烟内筒选用钢结构, 钢内筒内表面设置防腐防护层。

3) 烟气湿法脱硫处理、不设置烟气加热系统 GGH 时, 一般选用钢套筒烟囱或多管式烟囱, 钢内筒内表面设置抗渗和防腐性能更好的防腐防护材料。

### 3.6.4 烟道设计

(1) 目前火力发电厂工程常用的烟道结构形式。

1) 钢结构烟道, 对大容量机组, 宜优先选用钢结构烟道。

2) 钢筋混凝土结构烟道: 按照维护材料的选择又可分为钢筋混凝土框架与砖砌体维护组合的结构形式和钢筋混凝土框架与混凝土板墙组合的结构形式两种。

(2) 烟道的结构计算可按常规结构进行。

(3) 烟道的防腐设计可参照烟囱的排烟内筒进行。

## 3.7 其他生产建(构)筑物

其他生产建(构)筑物按功能分类可分为燃料建筑、除灰建筑、化学建筑、脱硫建筑、电气建筑、管道支架等。

### 3.7.1 燃料建筑

燃料系统是燃煤电厂的重要系统之一, 其布置取决于不同的工艺系统和场地条件, 土建投资受布置情况影响很大。

燃料系统的建(构)筑物的数量主要取决于厂外来煤的方式、总平面的布置, 主要包括贮煤场(包括斗轮机)、煤筒仓、干煤棚或露天煤场、汽车(火车)卸煤装置、碎煤机室、转运站、运煤栈桥(包括地下运煤隧道)、入厂煤取样装置、汽车衡室及推煤机库, 以及燃油泵房、油罐基础等建(构)筑物。

各建(构)筑物之间看似独立, 其实由运煤皮带将它们有机地联系在一起, 设计时要充分考虑各建(构)筑物之间的关系, 地基持力层一般选择相同的持力层, 使得各建(构)筑物的沉降基本一致, 否则, 有可能影响设备运行。此外, 设计时为减少配合, 结构上尽可能将各建(构)筑物脱开布置。对于转运站、碎煤机室等还应考虑运煤皮带产生

的张力, 而张力的主要与转运站间距(皮带长度)有关。

#### 3.7.1.1 贮煤场

确定贮煤场的形式时应将煤源、运输方式、煤质种类、电厂耗煤量、环保要求、总平面布置、地形地貌、气候特征等因素统一考虑, 此外也要考虑投资因素。一般形式包括露天煤场、圆形煤场、筒仓, 以及露天煤场的挡风抑尘墙、干煤棚等。

传统的露天煤场除了斗轮机条形基础及堆煤地坪外没有其他构筑物, 随着环保要求的提高, 单纯的露天煤场已少见。现在多数露天煤场四周设置挡风抑尘墙, 挡风抑尘墙支架结构采用钢管结构, 挡风网板采用高分子非金属复合材料, 高度由工艺专业根据当地气象情况确定, 抑尘效果应达 70% 以上。如无可靠的经验, 挡风抑尘墙结构体系应进行风洞试验, 以确保抑尘效果和结构的安全。这类结构目前一般由专业公司设计、供货、安装。

干煤棚是在露天煤场的基础上设置的防雨、抑尘结构。结构形式有单层厂房、门式钢架、网壳等, 屋面采用单层压型钢板封闭。以前由于机组容量小、耗煤量低, 煤场跨度较小, 干煤棚一般采用单层厂房或门式钢架, 随着机组容量的增大, 贮煤量的增多, 干煤棚跨度越来越大, 采用传统的单层厂房或门式钢架已难以实现。新出现网壳结构, 由于不受跨度限制, 整体性好、耗钢量较低、外形美观、维护方便等优点, 很好地解决了这一难题并得以普遍应用。目前, 单机容量在 300MW 及以上的电厂干煤棚基本上采用网壳结构。网壳结构一般由专业公司设计、供货、安装。

不论堆煤场是否设置干煤棚, 如果场地系软土地基, 需要核算地基是否满足上部堆载要求, 同时, 还应考虑由于堆载对于煤棚基础的附加影响。

煤筒仓由于其贮煤量有限, 仅是电厂运煤系统中贮煤的一种补充, 也充当一个转运站的功能, 其结构形式为钢筋混凝土筒体结构, 筒内落煤斗壁一般设耐磨层。目前, 电厂的煤筒仓一般是侧壁落地, 主要荷载是筒内煤对筒壁产生的压力。

圆形煤场结构形式直径在 100m 以上由于较一般干煤棚贮煤量大、占地少、环保性能优越等特点, 自 20 世纪 90 年代末出现以来, 逐步被电厂采用。圆形煤场结构形式为钢筋混凝土筒壁结构, 筒壁外侧设由支撑筒壁的扶壁柱, 侧壁支撑于环形基础上面, 屋面为钢网壳结构。煤场中心为中央柱, 它既是进煤栈桥的支承结构, 又是煤的堆取设施。中心柱自成独立结构, 与网壳不发生任何联系。设计时要考虑网壳与侧壁变形的协调性、地基承载力是否满足堆载要求, 由于煤自燃而对侧壁钢筋混凝土造成的不利影响, 一般可在侧壁表面砌筑耐火砖或粘贴其他防火材料。侧壁分析时要充分考虑温度应力的影响, 可以是整体结构也可以是分离式的。网壳结构由专业公司设计、供货、安装。如无可靠经验, 宜做风洞试验。

#### 3.7.1.2 卸煤装置

卸煤装置根据来煤方式不同而分为翻车机室和卸煤沟、卸煤码头。

通过铁路来煤时, 卸煤装置一般为翻车机、卸煤间; 通过公路来煤一般为卸煤沟; 通过船运来煤需设置卸煤码头, 卸煤码头一般由航道设计院设计。建在矿区的坑口电站, 如果来煤距离不远, 也可不单独设置卸煤装置, 而用运煤皮带将煤直接输送至电厂内。

翻车机室结构主体部分有地下、地上两部分。地下为钢



钢筋混凝土箱形结构,零米为梁板结构,支撑火车的大梁除了常规强度外,还要考虑疲劳破坏。零米下设钢筋混凝土落煤斗,斗内壁设耐磨层。地下箱形结构除了零米的火车等荷载外,土压力、水压力、浮力也是一个必须考虑的重要因素。翻车机室地上为钢筋混凝土框架结构,屋面通常为钢桁架或网架结构。此外,翻车机室装置还有一些附属结构,如牵车台、配电间等。牵车台由于大部分置于开挖翻车机室地下部分而产生的回填土上,部分置于原状土上,因此,不均匀沉降问题要给予足够的关注。

卸煤沟结构分为地下与地上两部分。地下为上部开口的钢筋混凝土箱形结构,主要荷载特征为两侧的土压力、地下水压力及零米振动筛产生的荷载,卸煤沟内沿纵向设有钢筋混凝土落煤槽,落煤槽内表面需设耐磨层。地上部分为钢筋混凝土框架结构,卸煤沟的长度较长,要按规范要求设置变形缝。

当地下水位较高时应当考虑翻车机室、卸煤沟空载情况下的抗浮验算并采取相应的防水措施。

#### 3.7.1.3 碎煤机室

碎煤机室一般采用钢筋混凝土框架结构,也可以设计为钢结构,但投资相对较大。碎煤机基础通常采用弹簧基座。碎煤机安装在钢筋混凝土台板上,台板下为弹簧—阻尼器组成的隔振系统,该系统直接支撑于碎煤机室框架梁上。钢筋混凝土台板四周设变形缝与楼层隔开。

#### 3.7.1.4 转运站

根据总平面布置的不同,转运站形式主要有全地下、半地下、全地上结构。

全地下结构一般为钢筋混凝土箱形结构,半地下一般是地下部分为钢筋混凝土箱形结构,地上部分为钢筋混凝土框架结构,全地上结构一般钢筋混凝土框架结构,也可以设计为钢结构,但投资相对较大。

当地下水位较高时应当考虑地下水的影响。

#### 3.7.1.5 运煤廊道和栈桥

运煤栈桥是连接卸煤、贮煤、转运站、煤仓间之间的结构,位于地下的称运煤廊道,地上部分称运煤栈桥。

运煤廊道一般采用钢筋混凝土箱形结构。荷载特征主要是土压力、水压力以及地面上的活荷载。对于地下水位较高的地区,要充分考虑抗浮及钢筋混凝土的防渗问题。

当运煤廊道较长时,还应按规范要求设置变形缝。

运煤栈桥结构形式的选择主要取决于跨度、高度、投资、工艺需求,主要有钢结构、钢筋混凝土结构或两者组合。

当栈桥跨度较小,桥面相对高度不大时,一般选择钢筋混凝土框架结构,当栈桥跨度及桥面相对高度较大时,一般选择横向为钢筋混凝土框架,纵向为钢桁架的结构形式。如果投资允许,栈桥可设计为全钢结构。桥面通常为压型钢板作底模上浇混凝土板,屋面为压型钢板轻型屋面。

根据工艺需要,目前一些运煤皮带采用管状带式输送机,其支架采用钢结构,管状带式输送机由专业厂家设计并供货。

钢筋混凝土结构的运煤栈桥的维护结构既可以用砖墙维护,也可以用压型钢板维护,钢结构栈桥通常采用压型钢板封闭。

#### 3.7.1.6 运煤综合楼

运煤综合楼根据其体量大小、工艺布置要求一般为钢筋混凝土框架结构,也有部分砖混结构。

#### 3.7.1.7 煤取样装置间

煤取样装置间根据工艺需要可设入厂煤取样间和入炉煤取样间,通常设置在运煤栈桥上,也有单独设置在汽车衡附近。设置在栈桥上的取样间,通常为钢筋混凝土框架结构,单独设置在汽车衡附近的取样装置,一般为露天,仅有设备基础而已。

#### 3.7.1.8 汽车衡

当电厂来煤为汽车运送方式时,需设置汽车衡对来煤进行计量。

汽车衡控制室、值班室及工具间为砖混结构。汽车上衡部分为钢筋混凝土大板。

#### 3.7.1.9 推煤机库

推煤机库一般为钢筋混凝土排架结构或框架结构。

#### 3.7.1.10 燃油泵房

燃油泵房通常为钢筋混凝土框架或排架结构。

#### 3.7.2 除灰建筑

除灰系统主要建(构)筑物有底灰库(渣仓)、飞灰库、电除尘控制楼、除灰空压机房,如果贮灰设施为水灰场,则还有排渣泵房等。

底灰库(渣仓)由于介质温度较高,一般为钢筒仓,支撑于下部的钢支架上,地面以上的钢结构一般由专业公司设计并供货,设计院负责地下钢筋混凝土基础。

飞灰库为钢筋混凝土筒体结构,侧壁通常落地作为支撑,底层侧壁开有对称的门洞,以便运灰汽车通行。灰库的主要荷载是筒内飞灰对筒壁产生的压力。

电除尘控制楼、除灰空压机房为钢筋混凝土框架结构。

#### 3.7.3 脱硫建筑

烟气脱硫按工艺主要有石灰石—石膏湿法、半干法、烟气循环流化床法、海水法、电子束法、氨水洗涤法等。

石灰石—石膏湿法是当前广泛应用的烟气脱硫工艺,与其配套的建(构)筑物主要有脱硫电控楼、石灰石制浆楼、石膏脱水楼、烟道支架、增压风机基础、吸收塔基础等建(构)筑物。

脱硫电控楼、石灰石制浆楼、石膏脱水楼通常为钢筋混凝土框架结构,一般情况下,石灰石制浆楼框架梁上要支撑石灰石斗,石灰石斗为钢筋混凝土或钢结构,并需设置耐磨层。石膏脱水楼零米层设置有石膏堆放场地,四周设有钢筋混凝土挡墙,设计时要充分考虑地基承载力是否满足石膏堆载的要求以及地面堆载对建筑物基础造成的附加影响,也有单独设置钢筋混凝土或钢筒仓来储存石灰石、石膏。

烟道支架一般为钢筋混凝土结构或钢结构。

吸收塔基础、增压风机基础通常为大块式基础。由于增压风机转速为低频,其基础要进行动力特性分析计算,如有必要,需设置弹簧—阻尼器组成的隔振系统。

#### 3.7.4 电气建筑

电厂电气建(构)筑物主要是指A列柱外电气构筑物及配电装置部分。配电装置分为屋外配电装置及屋内配电装置,前者造价比后者要高。目前的配电装置一般为500kV或220kV两个电压等级的配电装置。

##### 3.7.4.1 屋外配电装置

500kV屋外配电装置架构通常采用镀锌钢管人字架构柱、钢桁架梁。设备支架采用镀锌钢管支架;220kV屋外配电装置架构可采用钢筋混凝土离心管人字架构柱、钢桁架梁结构。设备支架采用钢筋混凝土离心管,如果投资允许,也可采用镀锌钢管人字架构柱,钢架梁结构。

##### 3.7.4.2 屋内配电装置

屋内配电装置(GIS)通常采用钢筋混凝土框架结构。



GIS楼内的电气设备对粉尘、振动、位移相当敏感,因此,设计时要控制基础的沉降和粉尘的防治。

### 3.7.4.3 A列柱外建(构)筑物

A列柱外电气构筑物包括进出线架构、主变压器、厂用变压器及启动备用变压器基础、防火墙等。此区域布置时与地下管线关系密切,尤其要充分考虑电气构筑物基础与循环水管的交叉处理。

进出线架构的结构形式一般应与相应的屋外配电装置一致。

变压器基础位于变压器油坑内,根据地基条件的不同,可以是条形的,也可为板式的,油坑的深度取决于变压器容量。

根据有关防火规范的规定,每两个变压器之间要设防火分区,一般设置钢筋混凝土或砌体防火墙,其高度与变压器高度有关,变压器油坑内应设置排油通道及用卵石铺成的覆盖层,当变压器失火时能迅速地排泄掉变压器油。

### 3.7.5 化学建筑

化学建筑主要包括锅炉补给水处理室及相应设置的试验楼、工业废水处理站、循环水处理室、制氢站等建(构)筑物。

(1) 锅炉补给水处理室结构主车间通常为一带披屋的单层厂房,横向为钢筋混凝土排架,纵向为钢筋混凝土框架,屋面通常采用钢筋混凝土梁板,也有采用钢筋混凝土薄腹梁上铺钢筋混凝土槽板,砌块围护。锅炉补给水试验楼与主车间毗邻,结构形式为框架结构,砌块围护。

锅炉补给水处理室结构的另一部分为酸碱储存、中和反应池等构筑物。

(2) 工业废水处理站由两部分组成,一部分为废水处理池,钢筋混凝土箱形结构,一部分为控制室,一般为砖混结构,也有钢筋混凝土框架结构。

当地下水位较高时,要充分考虑地下水浮力的影响并采取防渗措施。

(3) 循环水处理室、制氢站为钢筋混凝土框架或砖混结构,制氢站内的电解制氢间屋面梁布置时应严格避免氢气在两梁之间局部堆积的情况,以免氢气浓度过高发生爆炸。

(4) 化学建(构)筑物凡是与酸碱液接触的地方,钢筋混凝土表面均应采取防腐措施。一般在钢筋混凝土表面粘贴玻璃钢或用环氧树脂(环氧砂浆)粘贴防腐花岗石,也可在钢筋混凝土表面喷涂能防酸碱的涂料。

### 3.7.6 管道支架

厂区管道(电缆)支架按工艺需要分为综合管架、除灰管架、电缆支架等。

(1) 管架按结构形式可分为钢结构、钢筋混凝土结构;按结构布置形式可分为单层或多层门形框架,T形、倒L形支架;按管道的布置方式可分为固定管架、导向管架、滑动管架。管架纵向布置与管道类型有关,对于灰管等由于自身强度较高,所要求的支撑点间距较大时,管架纵向可不布置纵梁,但对于管径较小的油、水管道或电缆,要求支撑结构间距较密,则需设置纵梁。对于跨越厂区道路或其他结构时,通常在纵向设置桁架,桁架下弦标高应满足交通运输等要求。

(2) 管架的荷载主要来源于管道及管道内的介质,其特点主要是垂直荷载较小,水平荷载较大,尤其固定管架更是如此。设计时要控制管架柱的长细比、基础的偏心,满足设计规范要求。

## 4 采暖通风与空气调节

### 4.1 采暖

#### 4.1.1 设计原则

(1) 位于采暖地区的生产厂房和辅助建筑物应设计集中采暖。

(2) 位于过渡地区的某些生产和辅助建筑物,宜设计集中采暖,如经常有人停留的集控楼、办公楼、化学实验楼等。

(3) 位于严寒地区的主厂房、办公楼、翻车机室、卸煤沟等建筑,对经常开启的外门宜设置大门空气幕。

(4) 各建筑物室内采暖设计温度要求应按照 DL/T 5035—2004《火力发电厂采暖通风与空气调节设计技术规程》执行。

#### 4.1.2 采暖热媒选择

热媒选择应根据当地气象条件及厂房、采暖设备的实际情况,并与业主充分协商确定。

##### 4.1.2.1 蒸汽采暖

对严寒地区(包括部分寒冷地区)工程的主厂房及运煤系统等建筑,经技术经济分析确定热水采暖不能满足要求时,可采用蒸汽采暖方式。蒸汽采暖系统的凝结水设计必须设有可靠的回收利用措施。蒸汽采暖热媒参数宜选择表压为 0.2~0.4MPa 的饱和蒸汽,从汽轮机抽汽经减温减压后送至采暖蒸汽联箱。

##### 4.1.2.2 热水采暖

热水采暖热媒参数分为 130℃/70℃、110℃/70℃、95℃/70℃、60℃/45℃。其中,60℃/45℃的热水主要作为风机盘管空调系统的热媒。散热器采暖热媒温度应根据室外采暖计算温度及厂房采暖热负荷、卫生标准等因素,进行经济技术比较后确定。

位于集中采暖地区的火力发电厂,当采用单台汽轮机抽汽作为采暖系统汽源时,应设备用汽源。

#### 4.1.3 主厂房采暖

(1) 主厂房采暖热负荷的计算不考虑设备散热量,并应包括下列两项。

1) 围护结构的基本耗热量:室内采暖计算温度按 5℃ 计算。

2) 附加耗热量:高度附加耗热量可按基本耗热量的 15% 计算;冷风渗透附加耗热量按基本耗热量的 50% 计算。

(2) 严寒及寒冷地区的主厂房采暖系统一般由散热器系统和暖风系统组成,应以散热器采暖系统为主。

(3) 主厂房采暖设备可采用散热器、暖风机、空气幕等。散热器选型应考虑性能可靠、经济适用、使用寿命长及便于清扫等因素。

#### 4.1.4 运煤建筑采暖

(1) 运煤系统栈桥及转运站等建筑采暖负荷计算时,应考虑机械排风、除尘系统运行造成的冷风补偿措施。

(2) 运煤系统采暖应选择不易积尘的散热器。为防止蒸汽采暖系统由于蒸汽压力不稳定造成管道连接部分的漏汽现象,每组散热器的供回水支管可不装设阀门,管道连接均采用焊接,可拆件连接均采用法兰连接。

(3) 当采用蒸汽采暖时,在转运站最低处设置凝结水回收器,用于回收转运站、运煤栈桥的采暖凝结水。

#### 4.1.5 辅助建筑及附属建筑采暖

(1) 化学水处理车间、酸碱计量间及酸碱库,氨、联氨

仓库及加(氯)药间,化验室等散发有腐蚀性气体或储存腐蚀性药品的房间,采暖设备、管道及附件均应考虑防腐措施。其他化学建筑如乙炔站、制氢站、制氧站等采暖设计应按照相关国家规范执行。

(2) 蓄电池室严禁采用明火采暖,地下不应敷设采暖通风沟道;散热器采用耐腐蚀、便于清扫的散热器,室内不允许有丝扣接头和阀门。

#### 4.1.6 采暖加热站及厂区采暖管网

##### 4.1.6.1 采暖加热站

(1) 采暖加热站热负荷应包括热水采暖热负荷和通风空调热负荷。当缺少详细资料时,热负荷可参照 DL/T 5035—2004 的附录进行估算。

(2) 采暖热网加热器的容量和台数,应根据采暖通风空调的热负荷选择。加热器应选择两台以上,且当任意一台加热器故障时,其余加热器应满足 60%~75% 热负荷的需求,严寒地区取高限。设计应根据电厂扩建和汽轮机抽汽能力等因素,确定是否预留热网加热器安装位置。

(3) 热网循环水泵数量不宜少于两台,其中一台备用。水泵的流量及扬程均应有 15% 的富余度。

(4) 热网加热器凝结水应回收,当凝结水余压不能满足自流回收时,应设置凝结水回收装置。

(5) 热网系统补给水量,应为采暖热网系统循环水量的 1%~2%,补水设备容量应按循环水量的 4%~8% 设计。补给水可以采用除盐水、锅炉连续排污、蒸汽系统凝结水等,其水质应符合有关规定。

(6) 热网补水定压方式可采用开式膨胀水箱、直接补水、补水泵或其他方式。定压点设在热网循环水泵吸入管段上,定压值为直接连接用户最高充水高度与供水温度相应汽化压力之和并有 0.03~0.05MPa 的富余压力。

(7) 闭式热网系统应设置泄压装置。

(8) 加热站应设自动控制。

##### 4.1.6.2 厂区采暖管网

(1) 厂区采暖管网可采用地上架空或地下敷设方式,地下敷设可采用直埋或地沟敷设方式。

(2) 地下敷设的管道坡度不应小于 0.002;对于架空敷设的管道,当设坡度有困难时,可以不设坡度。

(3) 蒸汽管道的低点和垂直升高的管段前应设启动和经常疏水装置。

(4) 管道直埋敷设时,管道最小覆土深度及管道与建(构)筑物、交通线路及其他各种地下管线之间的最小水平和交叉净距离应按 DL/T 5035—2004 执行。

(5) 热水及蒸汽管网应充分利用管道转角进行自然补偿,当自然补偿不能满足要求时,应设置补偿器。

(6) 管沟内热力管道的阀门、补偿器、热水和加压凝结水管道的排水放气点及蒸汽管道的疏水和启动排水装置等附件处,应设置检查井。

## 4.2 通风

### 4.2.1 主厂房全面通风

(1) 主厂房通风方式分为:自然进风,自然排风;自然进风,机械排风;机械进风,自然排风;机械进风,机械排风。

主厂房通风方式的选择应进行技术经济比较后确定。当进风面积能够满足要求时,应首选自然通风方案;当进风面积不能满足自然通风要求时,可选择其他通风方案。

(2) 主厂房通风的风量应按下列要求确定。

1) 汽机房——按排出余热量和余湿量分别计算,两者取大值。

2) 锅炉房——只考虑排出的余热量。

3) 主厂房余热量的确定,不考虑太阳辐射热。

(3) 自然通风计算时,进风温度为夏季通风室外计算温度,排风温度选取规定如下。

1) 汽机房天窗,进、排风温差选取 8~10℃。

2) 除氧器间高侧窗,进、排风温差选取 10~11℃。

3) 锅炉房天窗,进、排风温差选取 11~13℃。

(4) 氢冷却发电机组的汽机房,屋面应设排氢装置,排氢装置应设在发电机所在区域的最高点。排风设备及排氢装置的电动执行器应采用防爆直接连接。

### 4.2.2 电气设备间通风

#### 4.2.2.1 配电装置室

(1) 主厂房和集控楼配电装置室。

1) 应设置事故排风机,事故排风机可兼作夏季通风使用,事故排风量按换气次数不小于 12 次/h。

2) 正常通风方式分为:自然进风、机械排风;机械进风、机械排风;机械降温送风,机械排风。通风量应按排除室内电气设备散发余热计算确定。

3) 夏季室内环境温度不宜高于 35℃。

4) 炎热地区应设计降温通风系统。

(2) 空冷配电装置室。空冷配电间室内布置的电气设备散热量较大,宜将电气设备散热口直接引到室外,室内温度按工艺专业要求或参照主厂房配电间的要求设计,当通风不能满足温度要求时,可采用其他降温措施。

(3) 其他配电装置室。

1) 应设置事故排风机。

2) 夏季室内环境温度不宜高于 40℃,通风方式可采用自然进风、机械排风或机械进风、机械排风。通风量按排除室内余热计算确定。

#### 4.2.2.2 蓄电池室

(1) 应设置事故排风机,事故排风机可兼作通风使用,事故排风的吸风口应贴近顶棚,排风口接至室外。排风机风量按换气次数不小于 12 次/h 计算,且通风机及电动机应为防爆型,电动机采用直接连接。

(2) 免维护蓄电池室应设置直流式空调系统,夏季室内温度不应超过 30℃。

#### 4.2.2.3 变压器室

(1) 排除余热通风设计,油浸式变压器通风量按夏季排风温度不超过 45℃,进、排风温差不超过 15℃ 计算;干式变压器的通风量按夏季排风温度不超过 40℃ 计算。

(2) 变压器室通风应与其他通风系统分开,各变压器室通风系统应设计成独立的系统。

(3) 当干式变压器布置在厂用配电装置室内时,应按配电装置室通风要求设计。

#### 4.2.2.4 母线室及母线桥

通风量按消除母线余热,排风温度不超过 45℃,进、排风温差不超过 15℃ 计算。当缺少详细计算资料时,可以按照 12 次/h 换气量确定通风量。

#### 4.2.2.5 电缆隧道及电缆夹层

(1) 当电缆隧道的电缆热损耗大于 150W/m,且工艺专业明确提出通风要求时,宜采用自然通风,通风量按排风温度不超过 40℃,进、排风温差不超过 10℃ 计算。

(2) 电缆夹层宜采用自然通风。当自然通风不足以排除室内余热或电缆夹层消防采用气体灭火时,可采用机械排



风，排风量按 6 次/h 换气量计算。当采用气体灭火时，电缆夹层的百叶窗应具有电动关闭功能，且发生火灾时应能自动切断通风机电源。

4.2.2.6 电动机

电动机通风应优先利用自带的通风设备通风。当电动机周围空气温度大于 40℃，空气中含尘浓度较大或含有爆炸性气体时，应采用管道式通风。对容量大于 1000kW，电气专业提出通风要求时，应设计通风系统。电动机通风量应根据进风温度不超过 40℃、排风温度不超过 55℃ 计算。冬季进风温度不宜低于 5℃。

4.2.2.7 电抗器室及出线小室

电抗器及出线小室宜采用自然进风、机械排风系统，通风量按夏季排风温度不超过 40℃，且保证换气次数不少于 12 次/h。当室内布置有励磁盘柜时，机械通风不能满足要求时，可设置空气调节装置。

4.2.2.8 六氟化硫（SF<sub>6</sub>）电气设备室

(1) SF<sub>6</sub> 电气设备间及其检修室应设置机械通风，室内空气不允许再循环。室内空气中 SF<sub>6</sub> 的含量不得超过 6000mg/m<sup>3</sup>。

(2) SF<sub>6</sub> 电气设备间正常运行时，通风量按换气次数不少于 2 次/h 计算。

(3) 与 SF<sub>6</sub> 电气设备间相通的地下电缆隧道及电缆沟，应设置机械通风，排风量按换气次数不少于 2 次/h 计算（只计算到第一道防火墙）。

(4) 应设置事故排风装置，事故排风由经常使用的下部排风系统和上部排风系统共同负担。事故排风量按换气次数不少于 12 次/h 计算。

(5) 通风设备、风管及其附件应考虑防腐措施。

4.2.2.9 柴油发电机室

(1) 柴油发电机室应设置机械通风，排风量按夏季排风温度不超过 40℃，且换气次数不少于 12 次/h 计算。进风量应为总排风量与柴油机燃烧所需风量之和。

(2) 柴油发电机室通风系统的通风机及电动机应为防爆并直接连接。

4.2.2.10 励磁机盘室

励磁机盘室宜设机械通风装置，排风量按换气次数不小于 15 次/h 计算，当机械通风不能满足设备要求时，可设置空气调节装置。

4.2.3 辅助建筑及附属建筑通风

4.2.3.1 化学建筑

化学建筑通风主要用于排除有毒、有害物质或有爆炸危险的气体，通风设置原则见表 2.11-3。

表 2.11-3 化学建筑通风设置原则

房间名称	有害物质	通风方式	通风量计算	特殊要求
酸库或酸碱计量间	酸气	自然进风、机械排风	15 次/h 换气	吸风口设置在下部，电动机全封闭，管道防腐
石灰库或消石灰间	粉尘	自然进风、机械排风	10 次/h 换气	电动机全封闭
石灰乳搅拌机间及凝聚剂搅拌机间	有害物质	自然进风、机械排风	15 次/h 换气	电动机全封闭
氨、联氨仓库及加药间	有毒气体	自然进风、机械排风	15 次/h 换气	吸风口设置在下部，电动机全封闭，防爆直接连接，管道防腐

续表

房间名称	有害物质	通风方式	通风量计算	特殊要求
油处理室	爆炸气体	自然进风、机械排风	10 次/h 换气	吸风口靠近有害气体散发处，电动机全封闭，防爆直接连接，管道防腐
制氢站	爆炸气体	自然通风及事故排风	3 次/h 换气，自然通风及 12 次/h 的事故排风	吸风口设置在距顶部 100mm 处，电动机全封闭，防爆直接连接，管道防腐。事故通风与可燃气体检测装置联锁
乙炔站	爆炸气体	自然通风及事故排风	3 次/h 换气，自然通风及 12 次/h 的事故排风	电动机全封闭，防爆直接连接，管道防腐，事故通风与可燃气体检测装置联锁
加氯间、充氯瓶间	有毒气体	自然进风、机械排风	15 次/h 换气	吸风口设置在下部，排风口高出屋面，管道防腐
化验室及实验室	有毒、有害气体	自然进风、机械排风	15 次/h 换气	防腐
分析室	有毒、有害气体	通风柜局部排风	工作口风速不小于 0.5m/s	油、煤分析室的排风风机和电动机全封闭，防爆直接连接，管道防腐

4.2.3.2 水工建筑

(1) 循环水泵房及岸边泵房，当水泵配用电动机布置在地上时，风冷电动机功率大于 1000kW，或水泵配用电动机布置在地下时，宜采用机械通风，通风量按排除电动机发热量计算。

(2) 生活污水处理站的操作间应设换气次数不少于 6 次/h 的机械排风装置，室内空气不允许再循环。

(3) 油泵房及含油污水处理间应设换气次数不少于 6 次/h 的机械排风装置，室内空气不允许再循环，并且通风机和电动机应为防爆直接连接。

4.2.3.3 运煤建筑

(1) 运煤系统的地下建筑，宜采用自然进风、机械排风的通风方式。通风量按夏季换气次数不少于 15 次/h 计算，冬季通风量按换气次数不少于 5 次/h 计算。

(2) 当煤仓间皮带层无通向室外侧窗时，可设置机械排风，排风量按换气次数不小于 5 次/h 设计。煤仓间皮带层不宜设置机械送风和暖风机采暖系统。

(3) 在严寒地区，应按所在地区考虑机械排风或除尘系统排风所带走热量的补偿措施。

4.2.3.4 脱硫、脱硝建筑

(1) 脱硫、脱硝工艺建筑，各工艺车间散热量较大，应根据工艺专业要求设置通风系统。当没有明确要求时，设置自然进风，机械排风系统。通风量按换气次数不少于 10 次/h 计算。

(2) 脱硫、脱硝控制楼电气配电装置室的通风应按照主厂房配电装置通风要求设计。

4.3 空气调节

4.3.1 设计原则

(1) 空调系统冷源应根据电厂新建或扩建的热源情况，

并经技术经济比较确定选用电动制冷或溴化锂吸收制冷。

(2) 空气调节系统及装置的设置范围,应根据电厂所在地的气候条件、发电机组的容量和布置形式,以及相关工艺要求和生产实际需要确定。

1) 对于集中布置的集中控制室、计算机室、工程师站单元控制室、电子设备间等,宜选择全年性、全空气性集中空调系统。

2) 其他工艺专业的就地控制室、工艺设备间和以舒适性要求为主的空调房间,可考虑采用空气—水系统、全水系统或采用变频多联 VRV 空调系统。

3) 单机容量为 300MW 及以上的机组,或地处炎热地区的火力发电厂,应考虑设集中制冷站。主厂房区域范围内的空调、降温通风系统的冷源均由集中制冷站供给。

4) 其他建筑的局部空调房间,可采用分体式空调器。

(3) 空调系统的冷却水源应根据全厂可用冷却水水源的水质及供水条件确定。

4.3.2 集中制冷站及室外冷水管网

(1) 制冷站设计应符合有关标准、规范的规定,严格遵守安全规程,保护环境,节约能源,技术先进。

(2) 对于新建电厂,冷水机组宜选电动式的,当有可利用的余热或低价热源的改扩建电厂,可选用热动式冷水机组。

(3) 当采用风冷冷水机组时,冷水机组布置在建筑物屋面或支架上,制冷系统的其他设备可分散布置,可不设集中制冷站。当采用水冷冷水机组时,制冷系统设备较多并需集中运行管理,可设集中制冷站。

(4) 制冷机房的高度应根据设备情况确定。

(5) 制冷机的容量和台数,应符合下列要求。

1) 当选用压缩式冷水机组时,宜按设计冷负荷的 2×75%或 3×50%选型。

2) 当选用溴化锂吸收式冷水机组时,宜按设计冷负荷的 2×60%选型。

(6) 冷水系统的补水量可按系统循环水量的 0.5%计算。补水设备的出力可按循环水量的 2%设计。

(7) 冷水系统应设计可靠的定压装置。

(8) 制冷系统采用冷却塔循环冷却水系统时,应设计可靠的补水系统。补水量应根据制冷系统形式及冷却方式确定。

(9) 冷却水及冷水应由化学水处理系统供给符合要求的软化水。开式循环冷却水系统设计应考虑设置除垢及防止微生物衍生的措施。

(10) 制冷站宜采用集中控制方式。

(11) 室外冷水管网采用闭式双管制,与各用户之间宜采用直接连接。

4.3.3 集中控制楼空调(包含空调自控及消防排烟)

(1) 300MW 及以上机组的集控楼宜设全年性集中式空调系统。集中式空调系统的空气处理设备按设计冷负荷及风量的 2×100%或 3×50%配置。集中控制室与电子设备间宜分别设置空调系统。

(2) 空调房间的围护结构传热系数不应大于表 2.11-4 所列的数值。

表 2.11-4 围护结构传热系数 W/(m²·K)

房 间 名 称	围护结构名称		
	顶棚	墙	楼板
集中控制室、电子设备间、计算机室、继电器室等	0.9	1.0	1.2
就地控制室	1.2	1.5	2.0

(3) 集中控制室、电子设备间、继电器室等室内设计参数,应根据工艺要求确定,无明确要求时可按表 2.11-5 选用。

表 2.11-5 空调设计参数

房间名称	夏 季				冬 季		
	温度(℃)	相对湿度(%)	工作区风速(m/s)	送风温差(℃)	温度(℃)	相对湿度(%)	工作区风速(m/s)
集中控制室、电子设备间、计算机室、继电器室等	26±1	60±10	≤0.5	人工冷源:≤10; 天然冷源:可能的最大值	20±1	60±10	≤0.2
值班室、办公室、实验室等	26~28				18		

(4) 空调房间的夏季计算热湿负荷包括以下几项:

- 1) 通过围护结构的传热量和太阳辐射热。
- 2) 电子仪表及电气设备散热量。
- 3) 照明散热量。
- 4) 人体散热量和散湿量。
- 5) 新风负荷。
- 6) 系统附加负荷。

(5) 空调系统冬季热湿负荷。

1) 冬季空调系统的热负荷除计算空调房间围护结构的耗热量和加热新风所需的热负荷外,还应考虑电气设备散发余热的因素。空调系统冬季热负荷可按稳定传热方法进行计算,计算过程与冬季采暖热负荷的计算相同,但室外计算温度应采用冬季空调室外计算温度。

2) 火力发电厂的空调房间可不计算冬季室内的余湿量,当室外新风的相对湿度较低时,应计算空调系统的加湿量。

(6) 空调系统的新风量不应小于下列三项风量中的最大值。

- 1) 无人值班房间的新风量为空调系统总送风量的 5%,其他空调系统新风量为总送风量的 10%。
- 2) 满足卫生要求需要的每人 30m³/h 的新风量。
- 3) 保持室内正压所需的风量,正压值宜采用 5Pa。
- 4) 全年性空调系统,当周围环境较好时,过渡季节宜大量使用新风。

5) 当室内无开启外窗或过渡季节大量使用新风时,应设有排风出路;当过渡季节大量使用新风时,室内正压值不应超过 50Pa。

(7) 空调房间送风方式应尽量采用侧送、散流器平送或下送和孔板送风。

- 1) 采用侧送时应尽量采用贴附射流,回风口设在下部。
- 2) 采用散流器送风时,回风尽量采用上回方式。
- 3) 采用孔板送风方式时,回风口宜设在空调房间下部。
- (8) 送、回风口的风速可按下列原则确定。

1) 采用侧送或散流器平送时,送风口的风速宜采用 3~5m/s。

2) 采用散流器下送风时,送风口风速宜采用 3~5m/s。

3) 采用孔板下送风时,送风口风速宜采用 3~5m/s。

4) 回风口设在空调房间上部时,回风口风速宜采用 4~5m/s。

5) 回风口设在空调房间下部,不靠近操作位置时,回



风口风速宜采用  $3\sim 4\text{m/s}$ 。

6) 回风口设在空调房间下部, 靠近操作位置时, 回风口风速宜采用  $1.5\sim 2\text{m/s}$ 。

(9) 空调系统主风管的风速不宜大于  $8\text{m/s}$ , 支风管的风速不宜大于  $5\text{m/s}$ 。

(10) 空调系统应配合防火分区设置防火阀和防止火灾蔓延的设施, 同时满足 GB 50016—2006《建筑设计防火规范》的要求。

(11) 集中控制室、电子设备间、工程师站及无外窗的空调房间应设置消防排烟设施。

1) 集中控制室、电子设备间、工程师站等重要房间宜选用独立的机械事故排烟系统。

2) 当利用空调系统进行排烟时, 必须采取安全可靠的措施, 并应设有将空调系统手动切换为排烟系统的装置。

3) 室内排烟口宜设置在能有效地排除有害气体的位置。

4) 机械排烟系统的排烟量可按房间换气次数不少于 5 次/h 计算。

(12) 满足自然排烟条件的空调房间, 可不设置机械排烟系统。

#### 4.4 除尘及真空清扫

##### 4.4.1 运煤系统除尘设计

(1) 运煤系统煤尘飞扬严重处, 应按下标准设计除尘设施。

1) 煤尘中游离二氧化硅含量大于 10% 时, 工作地点空气中含尘浓度不应大于  $2\text{mg}/\text{m}^3$ , 呼吸性矽尘浓度不应大于  $1\text{mg}/\text{m}^3$ 。当空气中呼吸性矽尘浓度大于  $1\text{mg}/\text{m}^3$  时, 应采取个人防护措施; 除尘系统向室外排放浓度不应大于  $60\text{mg}/\text{m}^3$ 。

2) 煤尘中游离二氧化硅含量小于 10% 时, 工作地点空气中总含尘浓度: 时间加权平均容许浓度不应大于  $4\text{mg}/\text{m}^3$ , 短时间接触容许浓度不应大于  $6\text{mg}/\text{m}^3$ , 呼吸性煤尘时间加权平均容许浓度应不大于  $2.5\text{mg}/\text{m}^3$ , 短时间接触容许浓度应不大于  $3.5\text{mg}/\text{m}^3$ , 当空气中呼吸性煤尘浓度大于  $2.5\sim 3.5\text{mg}/\text{m}^3$  时, 应采取个人防护措施; 除尘系统向室外排放浓度不应大于  $120\text{mg}/\text{m}^3$ 。

(2) 运煤系统煤尘防治设计应采用综合防治措施, 从工艺防尘、加湿、除尘、清扫等方面统一规划和综合考虑。

1) 运煤设备应考虑降低煤落差, 缓冲落煤速度, 对落煤点、扬尘点进行有效地密封等。

2) 对于表面水分偏低、容易起尘的原煤进行加湿, 加湿的水量应考虑既要防尘, 又要避免对运煤、制粉系统及锅炉效率造成影响, 当缺少必要的数值时, 可按将煤表面水分提高到 8%~10% 选取。

3) 运煤系统应采用水力清扫或气力清扫。

(3) 转运站、碎煤机室及煤仓间转运站等局部扬尘点, 应采用机械通风除尘和喷雾降尘相结合的方案。

1) 转运站、碎煤机、原煤仓、筒仓上部机械除尘的除尘风量可参见 DL/T 5035—2004 附录 C、D、E 的数据选用。

2) 当运煤系统装设煤筛时, 其除尘风量可按碎煤机和煤筛的风量之和选用, 其煤筛风量, 可按相同条件下(落差、皮带宽度、带速)的转运站除尘风量选用。

3) 当运煤系统各部位密封较好, 落煤管加装缓冲锁气器, 导煤槽内安装双层橡皮挡帘时, 其除尘风量可参见 DL/T 5035—2004 附录数据的 1/2 选用。

4) 当采用向带式输送机上的煤喷水方式时, 喷水点应尽量靠近带式输送机的头部或导料槽处。

(4) 除尘系统应与相应的带式输送机连锁运行, 做到连锁启动, 滞后停机。除尘器收集的煤尘或煤泥, 应设有回收设施。

(5) 当运煤系统为双路皮带时, 每路皮带宜单独设置一套除尘系统, 当两路皮带合用一套系统时, 其风量按一路皮带运行所需风量附加 15%~20% 计算, 并在风管上设置切换阀。

(6) 煤仓(斗)及圆筒仓宜设置独立的除尘系统。当设置集中式除尘系统时, 除尘风机应设备用。

(7) 除尘风道的最小风速应符合下列要求: 垂直风管为  $11\text{m/s}$ ; 倾斜风管为  $15\text{m/s}$ ; 水平风管为  $17\text{m/s}$ 。除尘器后风管最小风速不宜小于  $8.0\text{m/s}$ 。

(8) 在异形风管附近或水平风管上, 应设置密闭清扫孔。

(9) 吸尘罩的位置和罩面风速应符合下列要求:

1) 吸尘罩的外边缘到落煤管外边缘之间距离不应小于皮带宽度。

2) 导料口到吸尘罩外边缘的距离不应小于皮带宽度的 1.5 倍。

3) 同一皮带有两个落煤点时在导料槽上应装设两个吸尘罩。

4) 罩面风速可根据粉尘粒度的分布控制在  $0.5\sim 2.5\text{m/s}$ 。

(10) 地下卸煤沟除尘系统的确定, 应考虑设计煤种的全水分及表面水分, 地下卸煤沟布置空间等因素, 可选用自动跟踪水喷雾除尘系统、叶轮给煤机自动跟踪除尘系统。

1) 卸煤沟的地上部分, 当设计煤种的表面水分在 7% 及以上时, 可不设喷雾除尘; 当设计煤种的表面水分在 7% 以下时, 宜采用喷雾除尘, 水雾应覆盖全部扬尘面。对应各节车位宜设单独控制的管段及电磁阀。喷嘴安装位置不应妨碍操作。

2) 卸煤沟地下部分设置叶轮给煤机自动跟踪除尘系统时, 严寒地区应考虑冷风补偿措施。热风系统容量按冷风补偿热负荷 1/3 确定, 其余由散热器采暖系统承担。

当采用自动跟踪水喷雾除尘系统时, 在给煤机拨煤口和落煤点导料槽内, 宜分别安装喷嘴。水源应能适应给煤机移动的特点及满足操作方便、运行可靠的要求。

(11) 翻车机室, 宜采用喷雾降尘。

1) 喷雾雾化面应覆盖住全部扬尘面。在翻车机前后左右均应交错布置喷嘴 2~5 排。

2) 喷雾水的浊度宜小于  $7\text{mg}/\text{L}$ , 冬季水温宜保持在  $35\sim 40^\circ\text{C}$ 。喷雾水箱容积不宜小于  $5\text{m}^3$ , 水箱应设置水位计及自动补水系统。喷雾水泵扬程应满足喷嘴前压力不低于  $0.25\text{MPa}$  的要求, 喷雾水泵不宜频繁启动。

3) 喷雾系统每排喷嘴的分支管应装设阀门, 喷雾管道坡度应大于 3%, 最低点应设置放水阀。

(12) 其他扬尘点有导料槽时, 喷雾除尘宜按下列要求设置。

1) 靠近导料槽出口处装设喷嘴, 并在喷嘴两侧加挡水板, 其两端加橡胶挡帘。

2) 喷嘴前压力不应低于  $0.2\text{MPa}$ 。

3) 喷雾系统应设自动控制系统。

##### 4.4.2 脱硫建筑除尘设计

脱硫系统石灰石卸料车间及贮仓顶部转运点应设置除尘

装置。根据石灰石粉尘的特点,除尘器应选用干式除尘器。

#### 4.4.3 除尘器类型及选型

(1) 除尘器一般分为湿式除尘器、袋式除尘器及电除尘器。

1) 湿式除尘器又分为文丘里水膜除尘器、多管冲击式除尘器和 CCJ 型冲激式除尘器。

2) 袋式除尘器分为机械振打袋式除尘器、脉冲除尘器、大气反吹袋式除尘器。

3) 静电除尘器按气体流向分为立式和卧式两种。

(2) 除尘器选型原则。

1) 除尘器的选择,应根据下列因素,通过技术经济比较确定:含煤尘气体的化学成分、腐蚀性、温度、湿度、流量及含煤尘浓度;煤尘的化学成分、密度、煤尘的粒径分布、吸水性、黏结性、比电阻、可燃性和爆炸性等;净化后气体的容许排放浓度;除尘器所收集的煤尘回收方式。

2) 当运煤系统采用水力清扫时,宜选用湿式除尘器,当运煤系统采用干式清扫时,宜选用干式除尘器,除尘器的灰尘由干式清扫系统统一回收。在水源缺乏的地区,宜选用干式除尘器。

(3) 湿式除尘器选型原则。

1) 选用湿式除尘器时,应有煤泥水回收处理措施,除尘器的污水排放及回收可同水力清扫的污水统一处理。

2) 保证湿式除尘器正常运行应有可靠的供水系统。

3) 当冬季采暖室外计算温度低于  $0^{\circ}\text{C}$  时,湿式除尘器应布置在室内,并宜设计采暖设施。

(4) 袋式除尘器选型原则。

1) 袋式除尘器宜选用大气反吹型除尘器、回转反吹型除尘器或脉冲袋式除尘器等。袋式除尘器的入口初始浓度宜小于  $20\text{g}/\text{m}^3$ 。

2) 袋式除尘器的滤料,宜选用强度高、防静电、不黏尘的滤布。

3) 袋式除尘器的过滤风速应充分根据清灰方式、粉尘特性、滤料特性、入口含尘浓度及设备阻力等因素,可参照 DL/T 5187.2—2004《火力发电厂运煤设计技术规程 第2部分:煤尘防治》附录 D 数据选用。

4) 当选用脉冲袋式除尘器时,应具备可靠的压缩空气气源。

(5) 电除尘器选择条件。

1) 煤尘比电阻应为  $10^4\sim 10^{11}\Omega\cdot\text{cm}$ 。

2) 煤尘可燃质挥发分应小于 46%。

3) 煤尘的初始浓度不应大于  $30\text{g}/\text{m}^3$ 。

#### 4.4.4 真空清扫设计(主厂房、运煤系统)

(1) 燃煤锅炉房应设真空清扫系统,该系统兼管煤仓间不宜水冲洗部位积尘的清扫。

(2) 真空清扫设置吸尘口的部位如下:

1) 锅炉房 0.00m 磨煤机周围。

2) 运转层,锅炉本体的检修门附近及炉顶。

3) 煤仓间的给煤机层、螺旋输粉机层及皮带层。

(3) 真空清扫设备按下列要求选择:

1) 最高真空度不宜大于 50kPa。

2) 容量宜满足 2~3 个吸嘴同时工作(粉尘或物料粒径可按 3~30mm 考虑)。

3) 应根据锅炉是否封闭、锅炉容量及卸灰条件等因素,确定设置移动式或固定式真空清扫设备。移动式真空清扫设备具有清扫效果好、使用灵活方便等特点,一般宜优先选用车载移动式;当选用固定式真空清扫设备时,应注意每一个

独立清扫管网应配套一台固定式真空清扫设备。

(4) 真空清扫设备应具有自动保护功能。

1) 真空泵润滑油油位过低,自动关机。

2) 真空泵出口温度过高,自动关机。

3) 真空泵负压过高,自动放空保护。

4) 主料斗料位满,自动停机。

5) 布袋过滤器破损检测并停机保护。

6) 布袋堵塞压差过高联锁保护等。

(5) 管网系统设计应满足下列要求:

1) 根据吸尘软管长度及工作半径(10~15m),确定各吸尘口之间的合理距离。

2) 吸尘管道应采用厚壁钢管。

3) 从主管接引支管时,宜采用支管接头或 Y 形接头,支管应从主管侧面或上部接入,并保证支管中物料流向与主管中物料流向的夹角不大于  $15^{\circ}$ ,支管中物料流向与主管中物料流向成顺流方向。

4) 管道中的弯头曲率半径不应小于 4 倍公称管径。

### 4.5 新技术、新设备应用展望

#### 4.5.1 热水采暖系统的广泛应用

(1) 严寒及寒冷地区,主厂房、运煤系统采暖现状。DL/T 5035—2004 以及传统的采暖设计,一般在严寒及寒冷地区,主厂房及运煤系统均采用蒸汽采暖,理由如下。

1) 厂房围护结构节能效果差、孔洞密封不严、破损门窗不及时修补。

2) 散热器占地面积大,散热量小。

为保证厂房内设备、管道不被冻损,选择采暖热媒为蒸汽,以提高散热器的散热量,并使散热器布置能够满足设计要求。

(2) 蒸汽采暖的弊端。

1) 在实际运行中,每到采暖期,由于采暖供汽不稳定,时启时停造成管路的热膨胀,管路反复伸缩,系统的接口、阀门容易破损等原因造成蒸汽泄漏,浪费大量能源。

2) 蒸汽疏水系统故障率高,疏水器的问题较多,影响正常运行并给维修带来繁重的工作量。

3) 使用蒸汽采暖,凝结水经散热器后,含铁等杂质,回收后需经过复杂处理后才能再利用,不合格时,需排掉,因此造成高品质蒸汽浪费,不利于节能环保。

(3) 热水采暖优势。

1) 热水采暖可以改变供水温度进行供热调节,既能减少热网热损失,又能较好地满足卫生要求,室内没有明显干燥的感觉。

2) 热水采暖热能利用效率高,没有凝结水和蒸汽的跑漏,以及二次蒸汽的热损失,实践证明,一般可节能 30% 左右。

3) 热水蓄热能力高,由于系统中水量多,水的比热大,因此在水力工况和热力工况短时间失调时,也不会引起供暖状况的很大变化,可以较长时间保持室内温度。

4) 运行简便,维护量少,管路不易破损,平时没有大的维修工作。

5) 热水采暖闭式系统,资源浪费少,一次换热蒸汽能够全部回收,充分利用。

(4) 保证热水采暖满足设计要求的措施。

1) 提高围护结构保温性能,减少冷风渗透,选用双层保温窗。

2) 经常开启的大门配置侧吹或顶吹式热风幕,它能有



效地阻止冷风侵入。大门冷风侵入是厂房冷风渗透的主要路径之一，特别在停炉检修期间，厂房内已经失去了主机主炉的散热量，再加上检修人员频繁出入，此时室外大量的冷风将会直接侵入厂房内，利用热风幕可有效地防止冷风侵入。

3) 选用单位面积散热量高、占地面积小，且满足规程要求的散热器。

(5) 热水采暖系统的发展。近些年，设计工程师已经开始在采暖设计温度大于等于 $-11^{\circ}\text{C}$ 地区的若干工程上尝试设

计全厂采用热水采暖，采暖设计温度小于 $-11^{\circ}\text{C}$ 地区的个别工程也开始设计全厂采用热水采暖系统，运行效果比较满意。

(6) 全厂全部采用热水采暖设计应注意的问题。

1) 应根据全厂建筑物高度进行热水采暖系统的划分，避免采暖设备工作压力过高。

2) 当全厂采用一个采暖系统时，应根据系统工作压力合理选择采暖设备及部件的承压值。

第 12 章 环境保护、劳动安全与职业卫生

1 环境保护

1.1 总则

1.1.1 环境保护设计依据

1.1.1.1 相关的环境保护法规、规章

与电力工程相关的国家现行的环境保护法律、法规及条例，主要有：《中华人民共和国环境保护法》、《中华人民共和国水土保持法》、《中华人民共和国海洋环境保护法》、《中华人民共和国水污染防治法》、《中华人民共和国噪声污染防治法》、《中华人民共和国大气污染防治法》、《中华人民共和国清洁生产促进法》、《中华人民共和国环境影响评价法》、《中华人民共和国固体废物污染环境防治法》、《建设项目环境保护管理条例》、《基本农田保护条例》、《风景名胜区条例》、《自然保护区条例》。

1.1.1.2 相关的环境保护设计规范、规程

与火力发电工程相关的国家或行业现行的环境保护设计规范、规程，主要有 DLGJ 102—1991《火力发电厂环境保护设计规定（试行）》、DLGJ 9—1992《火力发电厂初步设计文件内容深度规定》、DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》、DL/T 414—2004《火电厂环境监测技术规范》、DL/T 5046—2006《火力发电厂废水治理设计技术规定》、DL/T 783—2001《火力发电厂节水导则》、DL 5196—2004《火力发电厂烟气脱硫设计技术规程》、HJ/T 75—2007《火电厂烟气排放连续监测技术规范》。

1.1.1.3 工程环境影响评价技术文件及其批复文件

应列出工程环境影响评价技术文件的名称、编制单位及出版时间；列出批复文件的名称、批复单位及文号，并将批复文件作为附件。

1.1.2 环境保护标准

依据工程环境影响评价技术文件中所规定的标准执行，包括环境质量和污染物排放控制标准（含严于国家标准的地方标准）、污染物排放总量控制指标。根据工程周围环境特征，一般应包括（但不限于）如下标准。

1.1.2.1 环境质量标准

环境质量标准主要有 GB 3095—1996《环境空气质量标准》、GB 9137—1988《保护农作物的大气污染物最高允许浓度》、GB 3838—2002《地表水环境质量标准》、GB/T 14848—1993《地下水质量标准》、GB 3097—1997《海水水质标准》、GB 11607—1989《渔业水质标准》、GB 5084—2005《农田灌溉水质标准》、GB 3096—1993《城市区域环境噪声标准》。

1.1.2.2 污染物排放标准

污染物排放标准主要有 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》、GB 13271—2001《锅炉大气污染物排放标准》、GB 20426—2006《煤炭工业污染物排放标准》、GB 14554—1993《恶臭污染物排放标准》、GB 2045—2006《皂素工业水污染物排放标准》、GB 12348—1990《工业企业厂界噪声标准》、GB 12523—1990《建筑施工场界噪声限值》、

GB 18599—2001《一般工业固体废物贮存、处置场污染控制标准》。

此外，还有工程环境影响评价技术文件及其批复文件中规定的二氧化硫、烟尘等污染物的排放总量控制指标。

1.1.3 工程分析与环境概况

1.1.3.1 工程分析

应说明工程的建设规模、燃料和水源概况、电厂采取了污染防治措施后的污染物排放情况。对于改扩建工程，还要说明老厂污染物排放情况。电厂运行期的主要污染物有烟气、废水、固体废弃物（以灰渣为主）及噪声。

（1）烟气。应简要说明脱硫工艺及脱硫效率、除尘系统及除尘效率、脱硝工艺及脱硝效率、烟气排放方式及烟囱高度。烟气中主要污染因子为 SO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 和烟尘等，列表说明各污染因子的排放量及排放浓度，表格式样见表 2.12-1。

表 2.12-1 烟气污染物的排放情况（建设规模 MW）

煤种	SO <sub>2</sub>		烟尘		NO <sub>x</sub>	
	排放量 (t/h)	标准状况下 排放浓度 (mg/m <sup>3</sup> )	排放量 (t/h)	标准状况下 排放浓度 (mg/m <sup>3</sup> )	排放量 (t/h)	标准状况下 排放浓度 (mg/m <sup>3</sup> )
设计煤种						
校核煤种						

（2）废污水。应说明工程采用的冷却供水系统。若采用直流供水系统，则有温排水外排；采用二次循环供水系统，则无温排水外排。电厂产生的废污水主要有化学水处理系统排水、含油污水、生活污水、温排水或冷却塔排污水、输煤系统冲洗水及煤场雨水等。列表说明各种废污水的排放量和处理方式及排放去向，表格式样见表 2.12-2。

表 2.12-2 废污水排放情况一览表（建设规模 MW）

废污水项目	排放量 (m <sup>3</sup> /h)	处理方式及排放去向
化学处理系统废水		
生活污水		
输煤系统冲洗水		
脱硫废水		
温排水或冷却塔排污水		

（3）固体废弃物。电厂的固体废弃物系煤经燃烧后形成的灰渣、烟气脱硫后的副产品——石膏。应说明工程采用的灰渣厂内处理工艺、厂外贮运方式（水力除灰渣或是干除灰渣）。列表说明灰渣排放量，表格式样见表 2.12-3。

表 2.12-3 固体废弃物排放量（建设规模 MW）

种类	时排放量 (t/h)		日排放量 (t/d)		年排放量 (10 <sup>4</sup> t/a)	
	设计煤种	校核煤种 1	设计煤种	校核煤种 1	设计煤种	校核煤种 1
灰						
渣						
石膏						

注 表注要说明日运行小时数及年运行小时数。

（4）噪声。电厂的噪声主要来自设备噪声，即锅炉（含



锅炉安全阀排汽)、汽轮机、磨煤机、泵、风机等,一般为 80~100dB(A),分布于电厂主厂房内的汽轮机间、煤仓间、锅炉间及主厂房外的辅助建筑物内。锅炉安全阀门排汽噪声为一间断高频声源,装设消声器后一般不应高于 80dB(A)。列表说明主要设备噪声强度,表格式样见表 2.12-4。

表 2.12-4 主要设备噪声

序号	名 称	噪声值
1	锅炉及锅炉安全阀	
2	汽轮机	
3	发电机	
4	磨煤机	
5	风机类	
6	泵类	
7	冷却塔	
...	...	...

1.1.3.2 环境概况

应说明工程所在地区的环境现状情况。根据工程环境影响评价技术文件,说明电厂区域的环境空气、水环境、声环境等环境要素的污染源状况和环境质量状况,以及各环境因素的环境保护目标。

(1) 环境空气质量现状。

1) 大气污染源现状。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明调查范围内主要环境空气污染源情况,表格式样见表 2.12-5。

表 2.12-5 电厂评价区域主要大气污染源统计表

各污染源名称	耗煤量 (t/a)	废气排放量 (10 <sup>4</sup> m <sup>3</sup> /a)	废气处理量 (10 <sup>4</sup> m <sup>3</sup> /a)	主要污染物排放量 (kg/a)	
				烟尘	SO <sub>2</sub>
...	...	...	...	...	...

2) 环境空气质量现状。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明评价范围内主要环境空气污染因子(SO<sub>2</sub>、NO<sub>2</sub>、TSP、PM<sub>10</sub>)日平均浓度水平,表格式样见表 2.12-6。对照环境空气质量标准 GB 3095—1996 中的相应级别标准进行评价,说明电厂地区的环境空气质量水平。

表 2.12-6 环境质量现状监测值  
(日平均浓度范围) 统计结果 mg/m<sup>3</sup>

监测地点名称	SO <sub>2</sub>	NO <sub>2</sub>	TSP	PM <sub>10</sub>
...	...	...	...	...
标准值				

(2) 地表水环境质量现状。

1) 污染源现状。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明调查范围内主要地表水环境污染源情况,表格式样见表 2.12-7。说明各污染源工业废水和生活污水的排放去向,受纳水体(河流、湖泊、水库或海湾)的名称及其水文条件。

表 2.12-7 电厂评价区域内水环境污染源排污情况统计表  
t/a

各污染源名称	废水排放量	废水处理量	主要污染物排放量 COD
...	...	...	...

2) 地表水环境质量现状。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明电厂受纳水体的平水、丰水、枯水期水质监测结果,监测因子包括但不限于表所列内容,表格式样见表 2.12-8。对照 GB 3838—2002 中相应类别的标准,说明电厂受纳水体的水环境状况。

表 2.12-8 电厂受纳水体地表水水质监测结果 mg/L

监测因子	受纳水体监测断面名称 1			受纳水体监测断面名称 2		
	平水	丰水	枯水	平水	丰水	枯水
pH 值						
BOD <sub>5</sub>						
高锰酸盐指数						
金属类因子						
挥发酚						
石油类						

(3) 地下水水质现状。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明电厂灰场的地下水水质情况,监测因子包括但不限于表所列内容,表格式样见表 2.12-9。对照 GB/T 14848—1993 中的相应类别的标准,说明电厂灰场处地下水水质状况。

表 2.12-9 电厂灰场地下水水质现状监测结果 mg/L

监测因子	监测点位 1 浓度范围	监测点位 2 浓度范围	GB/T 14848—1993 标准值
pH 值			
铅、镉等金属			
氟化物			
硫酸盐			
总硬度			
细菌总数 (个/mL)			

(4) 声环境质量现状。应根据工程环境影响评价技术文件,说明电厂厂址处噪声水平。监测因子为等效声级,单位为 dB(A),分别监测白天、夜间的噪声。对照 GB 3096—1993 中相应类别的标准,说明电厂厂址处噪声状况。

(5) 环境保护目标。应根据工程环境影响评价技术文件,列表说明工程评价范围内需要保护的环境敏感目标情况。应根据电厂厂址周围的自然环境特征、电厂各环境要素影响范围和程度,说明保护目标(村庄、住房、水源地、自然保护区、风景名胜区等)的性质和规模,表格式样见表 2.12-10。

表 2.12-10 工程环境保护目标一览表

环境要素	保护目标名称	性质及规模	距离(km)及方位
大气			
	...	...	...
水体			
	...	...	...
噪声			
	...	...	...

1.2 环境空气污染防治措施

空气污染包括有组织排放源和无组织排放源。有组织排

放源为锅炉烟气,防治措施主要有除尘、脱硫和脱硝;无组织排放源为燃料、灰渣、脱硫吸收剂的制备储运系统可能产生的二次扬尘,防尘措施主要有防风、密封、喷水等。

大气污染防治措施应符合工程环境影响评价技术文件及其批复文件的规定。烟气中各污染因子烟尘( $\text{PM}_{10}$ )、 $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$ ,经治理后其排放浓度应满足工程环境影响评价技术文件及其批复文件中规定的排放标准要求。

对于改扩建工程,应说明本工程的大气污染防治措施与老厂的关系。如有共用部分,应说明共用部分的概况。

### 1.2.1 烟气污染防治措施

#### 1.2.1.1 烟气除尘系统、主要设备及其主要技术参数

应根据工程设计资料,说明烟气除尘系统的方案。烟气除尘系统有静电除尘、布袋除尘等。说明主要设备、烟气处理量、除尘器进出口烟尘浓度、除尘效率。若脱硫系统具有除尘效果(如湿式石灰石—石膏法工艺的除尘效率不低于50%)应一并考虑。核算烟尘年排放总量,与环境影响评价技术文件中的要求进行比较分析,评估除尘器出口烟尘浓度、除尘效率、烟尘年排放总量是否能满足要求。

#### 1.2.1.2 烟气脱硫系统、主要设备及其主要技术参数

应根据工程设计资料,说明烟气脱硫系统方案。说明烟气脱硫系统的工艺过程、主要设备。明确烟气处理量、处理前后二氧化硫浓度、脱硫效率。核算二氧化硫年排放总量,与环境影响评价技术文件中的要求进行比较分析,评估二氧化硫排放浓度、脱硫效率、二氧化硫年排放总量是否能满足要求。

#### 1.2.1.3 烟气脱硝系统及主要工艺、技术参数

应根据工程设计资料,说明烟气脱硝方式及主要工艺、主要设备。明确烟气处理量、处理前后氮氧化物(以 $\text{NO}_x$ 计)浓度、脱硝效率。与环境影响评价技术文件中的要求进行比较分析,评估氮氧化物(以 $\text{NO}_x$ 计)浓度、脱硝效率是否能满足要求。

#### 1.2.1.4 烟囱

应根据工程设计资料,说明烟囱形式、数量、高度、出口内径。根据环境影响评价技术文件中的规定、工程设计资料(烟气量)、厂址区气象条件参数,复核烟囱高度和出口内径的环境合理性。

烟囱高度的计算公式可参考GB 13223—2003;烟囱出口内径的计算公式可参考GB/T 3840—1991《制定地方大气污染物排放标准的技术方法》。

### 1.2.2 扬尘污染防治措施

可能产生扬尘二次污染的系统有燃料贮运系统、灰渣贮运系统、脱硫吸收剂(石灰石)制备系统。根据工程的设计资料,燃料贮运系统可包括煤码头、煤场、输煤栈桥等;灰渣贮运系统有干输干贮(运灰渣汽车、干灰场)或湿输湿贮(水力输灰管道、水灰场)。脱硫吸收剂(石灰石)制备系统包括石灰石的运输和制粉过程。

应根据工程设计资料,说明各系统采取的防治二次扬尘污染的措施。

### 1.3 水污染防治措施

工程各生产作业场所排出的各种废污水,应按清、污分流的原则分类收集和输送,并根据污染的程度、复用和排放的要求进行处理。对外排放的水质应符合工程环境影响评价技术文件及其批复文件的要求。

对于改扩建工程,应说明本工程的废污水污染防治措施与老厂的关系。如有共用部分,应说明共用部分的概况。

应根据工程设计资料,结合电厂废污水性质,说明各类废污水处理工艺流程、主要设备或设施及其规范、主要技术参数(如处理水量、污染物去除率、污染物进出口浓度等)。电厂废污水处理系统应包括如下内容:

(1) 工业废水处理系统。主要处理电厂产生的各项化学废水,如补给水处理车间的酸碱废水、锅炉酸洗废水、凝结水处理产生的废水、空气预热器的清洗水等。采用中和、凝聚、澄清等方法进行处理,处理后的废水应达到GB 2045—2006中相应类别的标准后送至复用水池进行回收利用。

(2) 含油污水处理系统。电厂含油污水主要是指主厂房内检修场地冲洗水、油罐区、燃油泵房、锅炉点火等含油作业区的含油污水。含油污水经下水道收集后进入油污水处理站,含油污水经处理后,水质应达到GB 2045—2006中相应类别的标准后排入复用水池。

(3) 生活污水处理系统。主要处理厂区内生活污水,一般采用生化法处理生活污水。处理后水质应达到GB 2045—2006中相应类别的标准后排入复用水池。

(4) 灰场灰水处理。灰水应优先考虑回收复用,若排放,则应符合GB 2045—2006的要求。

(5) 煤场排水和输煤设施的清扫水处理。应经沉淀处理,处理后的水宜复用。

(6) 脱硫废水。工程采取湿法脱硫工艺时,会产生脱硫废水。应根据工程设计资料,说明脱硫废水处理的工艺。处理后的水质应达到GB 2045—2006中相应类别的标准后排入复用水池。

### 1.4 噪声治理措施

噪声应首先从声源上进行控制,要求设备供应商提供符合国家噪声标准要求的设备。对于声源上无法控制的生产噪声应采取有效的隔声、降噪控制措施。工程噪声对周围环境的影响应符合工程环境影响评价技术文件及其批复文件的要求。

应根据工程设计资料,说明噪声治理措施,一般包括如下内容:

(1) 主要设备在启动、运行和事故情况下噪声治理措施。

(2) 厂房建筑设计中的防噪措施。

(3) 厂区总平面布置中的防噪措施。

(4) 采取噪声治理后本工程的噪声水平。

### 1.5 贮灰场污染防治措施

应根据工程设计资料,说明灰场的污染防治措施,一般包括如下内容:

(1) 灰场概况。灰场地理位置、灰场类型(山谷、平原或滩涂,湿式或干式)、库容(分期库容、规划库容)及堆灰年限。

(2) 说明灰场的污染防治措施。给出灰场带地形等高线的平面布置图、水文地质剖面图,结合灰场地区气象条件和地形、工程地质、水文地质条件,主要从防渗和防洪等方面说明防治污染的技术措施。

### 1.6 煤场污染防治措施

应根据工程设计资料,说明煤场的污染防治措施,主要说明煤场雨水(集水沟、污水沉淀池、污水回用等)污染的防治技术措施。



1.7 固体废弃物综合利用

1.7.1 地区或现有工程固体废弃物利用现状

应根据工程设计资料 and 环境影响技术评价文件，说明电厂所在地区固体废弃物（灰渣、脱硫石膏或脱硫灰）的利用现状，包括主要利用方式、途径、利用量；针对改、扩建工程，还应说明现有工程固体废弃物（灰渣、脱硫石膏或脱硫灰）的利用现状。

1.7.2 固体废弃物品质分析、利用量和主要利用途径

应对固体废弃物品质进行分析，结合电厂地区灰渣和石膏综合利用现状情况，说明工程固体废弃物可能的主要利用途径（如建筑、水泥生产、筑路、回填、生产复合材料及填充材料等）和利用量。

1.8 环境保护投资估算与环境保护管理、监测

应根据电厂建设时国家或行业的有关技术政策要求，编制电厂环境保护投资费用估算及环境保护管理、监测等相关内容。

1.8.1 环境保护投资估算

电厂环境保护投资费用估算应根据工程设计资料 and 技经专业资料编制，一般包括如下内容：① 烟气除尘系统；② 烟气脱硫系统；③ 烟气脱硝系统；④ 烟囱；⑤ 工业废水处理系统及生活污水处理系统；⑥ 噪声防治措施；⑦ 电厂环境监测系统；⑧ 贮煤场二次污染防治措施；⑨ 灰场二次污染防治措施；⑩ 绿化及水土流失防治措施；⑪ 环境影响评价及环境保护竣工验收费；⑫ 环境保护监测费、水土保持监理费。

1.8.2 环境保护管理和监测计划

电厂环境保护管理、监测的编制，应依据电计〔1996〕280 号《火电行业环境监测管理规定》及 DL/T 414—2004，并结合工程环境影响技术评价文件及其批复文件的要求，说明电厂的环境保护管理计划、环境监测计划。

1.9 水土保持

1.9.1 水土保持设计依据

根据《中华人民共和国水土保持法》、《中华人民共和国环境影响评价法》的规定，电厂建设项目必须编制并报审水土保持方案报告。应参照工程的《水土保持方案报告书》，列出水土保持措施设计的主要设计依据，主要有：SL 204—1998《开发建设项目水土保持方案技术规范》、GB/T 15772—1995《水土保持综合治理 规划通则》、GB/T 15773—1995《水土保持综合治理 验收规范》、GB/T 15774—1995《水土保持综合治理 效益计算方法》、GB 16453.1～6—1996《水土保持综合治理技术规范》、SL 277—2002《水土保持监测技术规程》、工程的《水土保持方案报告书》及其批复文件。

1.9.2 水土保持现状

应根据工程的水土保持方案报告书，说明并复核项目建设区及其周边区的水土流失现状，包括水土保持设施、水土流失类型、流失强度、土壤侵蚀模数、土壤流失容许量等。

1.9.3 水土流失防治责任范围

水土流失防治责任范围分为项目建设区和直接影响区两部分。

应根据工程的水土保持方案报告书，说明工程的防治责任范围。项目建设区一般包括厂区、灰场区、取水（水源

地）排水区、码头区、厂外管线和道路区，以及施工生产生活区。直接影响区一般包括移民安置区，道路、线路、管道等专项设施迁建区，排水口下游区，灰场下风向区，地下水开采对地面影响区等。根据工程特点分析确定防治责任范围，并列说明，表格式样见表 2.12-11。

表 2.12-11 水土流失防治责任范围表 hm<sup>2</sup>

分 区		性质	面积	用地类型
项目建设区	厂区内总用地	永久占地		如耕地、建筑用地、
	施工区	施工生产区	临时占地	林地、荒地、泥塘等
		施工生活区	临时占地	
	厂外水管线区	永久占地		
		临时占地		
	厂外道路区	永久占地		
	灰场区	永久占地		
	码头区	永久占地		
	...	...	...	...
直接影响区	小计			
	厂外道路区			
	厂外管线区			
	灰场区			
	...	...	...	...
	小计			
合计				

1.9.4 水土流失防治分区

应根据工程占地类型和用途、占用方式、工程施工布置及建设顺序、工程地区水土流失状况及工程建设水土流失防治目标等特性，结合项目区域自然环境状况进行水土流失防治分区。火力发电厂工程一般可分为厂区（厂区内包括铁路专用线等专项设施区）、施工区、码头区、厂外道路区、厂外管线区、灰场区等。

1.9.5 水土流失防治措施

应根据工程的水土保持方案报告书，分区说明水土流失防治措施，并给出水土流失防治措施汇总表，表格式样见表 2.12-12。

表 2.12-12 水土流失防治措施汇总表

分区	措施名称	单位	数量	工 程 量					
				浆砌块石 (m <sup>3</sup> )	浆砌片石 (m <sup>3</sup> )	挖填土 (m <sup>3</sup> )	土工布 (m <sup>2</sup> )	草种名称 (kg)	树木名称 (株)
主体工程	厂区	挡土墙	m <sup>3</sup>						
		截洪沟	m						
		护坡	m <sup>2</sup>						
		绿化	hm <sup>2</sup>						
	码头区	挡土墙	m <sup>3</sup>						
		护坡	m <sup>2</sup>						
		绿化	hm <sup>2</sup>						
	厂外道路区	排水沟	m						
	灰渣场区	灰坝护坡	m <sup>3</sup>						
		截洪沟	m						
		绿化带	hm <sup>2</sup>						

续表

分区	措施名称	单 位	数 量	工 程 量					
				浆砌 块石 (m³)	浆砌 片石 (m³)	挖填 土 (m³)	土工 布 (m²)	草种 名称 (kg)	树木 名称 (株)
新增措施	厂区	土地平整	hm²						
		沉沙池	座						
		表土覆盖	m²						
		临时堆 土场	hm²						
	施工区	土地平整	hm²						
		土地复耕	hm²						
		播撒草籽	hm²						
		排水沟	m						
		表土覆盖	m²						
	厂外管 线区	土地复耕	hm²						
		土地平整	hm²						
		播撒草籽	hm²						
		表土覆盖	m²						
	厂外道 路区	土地平整	hm²						
		种植行 道树	株						
	灰渣 场区	蓄水池	座						
		播撒草籽	hm²						
		服务期 满覆土 改造	hm²						
合 计									

水土流失防治措施主要内容如下 (包括但不限于):

- (1) 厂区。该区开挖量较大,对地表扰动剧烈,水土流失防治以工程措施为主,如挡土墙、护坡等。同时辅以必要的植物措施。
- (2) 施工区。对该区的水土流失防治主要是临时工程措施和管理措施。辅以必要的植物措施。
- (3) 码头区。该区开挖量较大,对地表扰动剧烈,水土流失防治以工程措施为主。
- (4) 厂外道路区。该区开挖量较大,对地表扰动剧烈,水土流失防治以工程措施为主,并辅以适当的植物措施。
- (5) 厂外管线区。厂外雨水、供水、排水管采用埋地敷设,主要采取土地平整措施和植物措施。
- (6) 灰场区。该区主要采取工程措施,如灰坝、截洪沟等。有条件时,辅以必要的植物措施。

2 劳动安全与职业卫生

2.1 劳动安全设计

2.1.1 设计依据

2.1.1.1 国家法律、法规

- (1) 《中华人民共和国劳动法》。
- (2) 《中华人民共和国安全生产法》。
- (3) 《中华人民共和国消防法》。
- (4) 《建设工程安全生产管理条例》。
- (5) 《危险化学品安全管理条例》。
- (6) 《特种设备安全监察条例》。

(7) 《安全生产许可证条例》。

(8) 国家安全生产监督管理总局令第 6 号《尾矿库安全监督管理规定》。

(9) (96) 劳动部第 3 号令《建设项目 (工程) 劳动安全卫生监察规定》。

(10) 国家发改委、国家安全生产监督管理局发改投资 [2003] 1346 号《关于加强建设项目安全设施“三同时”工作的通知》。

(11) 质技监局发 (1999) 154 号《压力容器安全技术监察规程》。

(12) 建标 (2006) 102 号《工程建设标准强制性条文》(电力工程部分)。

(13) 国家安全生产监督管理总局令第 1 号《劳动防护用品监督管理规定》。

(14) 其他相关国家法律、法规。

2.1.1.2 国家标准、规程、规范

- (1) GB 5083—1999《生产设备安全卫生设计总则》。
- (2) GB 18218—2000《重大危险源辨识》。
- (3) GB 50201—1994《防洪标准》。
- (4) GB 50011—2001《建筑抗震设计规范》。
- (5) GB 50057—1994《建筑物防雷设计规范》(2000 版)。
- (6) GB 50016—2006《建筑设计防火规范》。
- (7) GB 50058—1992《爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范》。
- (8) GB 50229—2006《火力发电厂与变电站设计防火规范》。
- (9) GB 15577—2007《粉尘防爆安全规程》。
- (10) GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》。
- (11) GB 50067—1997《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》。
- (12) GB 4387—1994《工业企业厂内铁路、道路运输安全规程》。
- (13) GB 50177—2005《氢气站设计规范》。
- (14) GB 50074—2002《石油库设计规范》。
- (15) GB 2893—2001《安全色》。
- (16) GB 2894—1996《安全标志》。
- (17) GB 50040—1996《动力机器基础设计规范》。
- (18) GB 4053.1—1993《固定式钢直梯安全技术条件》。
- (19) GB 4053.2—1993《固定式钢斜梯安全技术条件》。
- (20) GB 4053.3—1993《固定式工业防护栏杆安全技术条件》。
- (21) GB 4053.4—1983《固定式工业钢平台》。
- (22) GB/T 6067—1985《起重机械安全规程》。

其他相关国家标准

2.1.1.3 电力行业标准

- (1) DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》。
- (2) DL 5053—1996《火力发电厂劳动安全和工业卫生设计规程》。
- (3) DL/T 5035—2004《火力发电厂采暖通风与空气调节设计技术规程》。
- (4) DL/T 435—2004《电站煤粉锅炉炉膛防爆规程》。
- (5) DL 612—1996《电力工业锅炉压力容器监察规程》。
- (6) DL/T 5054—1996《火力发电厂汽水管道设计技术规定》。
- (7) DL/T 5187.1~2—2004《火力发电厂运煤设计技术



规程》。

(8) DL/T 5068—2006《火力发电厂化学设计技术规程》。

(9) DL/T 5390—2007《火力发电厂和变电站照明设计技术规定》。

(10) DL/T 620—1997《交流电气装置的过电压保护和绝缘配合》。

(11) DL/T 621—1997《交流电气装置的接地》。

(12) DL/T 5352—2006《高压配电装置设计技术规程》。

(13) DLGJ 154—2000《电缆防火措施设计和施工验收标准》。

(14) DL 5027—1993《电力设备典型消防规程》。

(15) 其他相关电力行业标准。

#### 2.1.1.4 工程文件

工程可行性研究报告及审查意见、工程安全预评价报告及其他相关文件等。

#### 2.1.2 危险因素分析

##### 2.1.2.1 自然危险因素分析

(1) 地质。应依据工程的“岩土工程报告”和“地质灾害评价报告”，说明厂址及灰场地层的稳定性、工程地质性质、地下水水质对钢筋混凝土结构和钢结构是否有影响、是否有可能发生地质灾害的可能，如泥石流、山体滑坡等。

(2) 地震。应根据工程的“地震安全性评价报告”和 GB 18306—2001《中国地震动参数区划图》，说明厂址及灰场区域地质结构、构造运动强度和地震特征值（动反应谱特征周期、动峰值加速度、地震基本烈度等），以及相对应的设计设防烈度。地震多发地应说明地区震史。

(3) 水文（海洋水文）。应说明与工程关系密切的河流及其  $P=1\%$  洪水位和内涝水位，厂区整平后地面标高与  $P=1\%$  洪水位和内涝水位的关系，最后确定厂址是否受河流  $P=1\%$  洪水位和内涝水位的影响。

滨海建设工程应说明与工程关系密切的海洋及其  $P=1\%$  高潮位，厂区整平或回填后地面标高与  $P=1\%$  高潮位的关系，最后确定厂址是否受海洋  $P=1\%$  高潮位的影响。同时，说明该区域风暴潮的发生频率及历史。

山区建设工程应说明工程所在区域山洪对厂址的影响。

(4) 气象。

1) 大风。应根据工程“水文气象勘测报告”，说明工程所在区域的年平均大风日数。大风天气主要出现的季节及其主导风向，大风对高大建（构）筑物的影响。

滨海电厂重点说明工程所在区域出现台风的季节、频率、受台风影响的可能性。

2) 雷暴。应根据工程“水文气象勘测报告”，说明工程所在地区年平均雷暴日数，雷暴对屋外电气设备和建筑物的影响。

3) 盐雾。滨海电厂重点说明工程所在区域发生盐雾的频率及其对钢结构建筑物和室外电气设备的影响等。

(5) 其他因素分析。厂址周围是否存在有毒、有害气体排放源，有无生产和储存易燃易爆物质的企业，如有应分析危险源或企业对项目的影响。

##### 2.1.2.2 生产过程中的危险因素分析

(1) 火灾及爆炸。电厂储存、运输和使用可燃介质的区域和设施、电缆密集区及具有爆炸可能的介质泄漏等都是产生火灾的潜在因素，输煤系统、主厂房内的电子设备间和继电器室、燃油系统都有发生火灾的危险。

电厂生产系统中的锅炉及烟气系统、高温高压管道及

压力容器、制粉系统、助燃油系统和制氢设施等，存在大量易燃易爆物质，有发生爆炸的危险。应根据工艺设备选型的不同（如燃煤机组、燃气机组等）分析其可能产生的危险。

(2) 触电、机械伤害及高空坠落。屋外、屋内配电装置和所有带电的设备、设施，在运行和检修期间，均有可能造成触电伤亡事故。

厂内大量的转动机械设备，如风机、各种泵类的外露部分和运输胶带机，在运行和检修期间，如有不慎，均有可能发生卷入转动机械的机械伤亡事故。

厂内上人的屋面、高平台、高斜梯、高直梯、防护栏杆及起重机械，在运行和检修期间，如有不慎，有可能发生高空坠落和高空落物的伤亡事故。

##### 2.1.2.3 重大危险源分析

根据国家相关文件规定及《重大危险源辨识》要求，对工程中的重大危险源进行识别分析。

#### 2.1.3 安全防护措施

##### 2.1.3.1 厂址安全

厂址应满足防洪（百年一遇洪水位）、内涝要求，确保不受洪涝威胁。灰场的坝址选择及坝体设计应满足安全性。

厂址还不应受周围环境因素的影响，如有有毒有害气体排放源，有无易燃易爆的企业。

应根据 GB 50011—2001 和 GB 18306—2001，确定厂址所在地区地震基本烈度，地震动峰值加速度值，以确定相应的设防烈度。

##### 2.1.3.2 防火、防爆

(1) 总平面布置的防火。生产区内主厂房等建筑物周围均应设有消防通道。主厂房周围消防给水管网布置成环状；燃油罐区单独布置，油罐区设泡沫消防系统，消防给水管网布置成环状；制氢站单独布置，消防给水管网布置成环状。其他区域消防给水管网布置成枝状，室外消火栓布置在厂区道路一侧。

在厂区总平面布置中，应按照 DL 5000—2000 和 GB 50229—2006 的规定，确定各建（构）筑物的耐火等级和最小间距，并符合 GB 50016—2006 的有关要求。

(2) 生产系统的防火。

1) 输煤系统的防火。在输煤设备选型上，应根据不同工艺特点，设置相应的安全保护装置，主要设备之间互相连锁以阻止火灾蔓延。

转运站、碎煤机室、输煤栈桥、煤场等均应设有室内、外消火栓系统；主厂房与栈桥接口及各转运站与栈桥接合部位设置水幕消防，以隔断火灾蔓延；煤场四周设置环状消防给水管网，并设有室外地上式消火栓。输煤栈桥应采用自动喷水灭火系统，其保护对象主要是皮带及拉紧装置。在现场应设有报警信号和手动启动消防系统的装置，报警控制方式采用自动报警，自动灭火或人工确认后手动灭火。

输煤栈桥应采用非燃烧材料。输煤栈桥与建筑物连接处的门，均采用非燃烧材料制作。

2) 制粉系统的防火。制粉系统所有的设备与管道、从煤仓间穿过的烟风道及燃料油等管道，均应采用非燃烧材料进行保温。

制粉系统所有部件均应采用抗燃材料制造。制粉系统所有设备、检查孔、清扫孔及设备部件，均加以密封防止漏粉，管道采用焊接连接。

制粉系统应设置完备的事故报警及连锁保护设施。

应根据制粉系统的不同工艺特点，设置不同的灭火或消

防系统。

### 3) 电气设施的防火。

a. 变压器消防。依据 GB 50229—2006《火力发电厂与变电所设计防火规范》及有关消防规定,大于90 000kVA的油浸变压器应设探测报警及水喷雾灭火系统进行消防。水喷雾的供水强度不低于 $20\text{L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ ,启动方式可自动、手动或遥控。

变压器水喷雾灭火系统由主厂房内的消防管网供水,应采用感温探测器作火灾监测,可联动水喷雾系统,并由集控室内的火灾区域报警控制器监控。水喷雾系统采用电控雨淋阀。

主变压器应设有一个总事故油池,容量按最大一台变压器油量设计,当变压器着火时,可将油排入事故油池,避免火灾蔓延。

b. 电缆防火。每台机组的电缆应分开或分隔敷设,尽可能布置成独立通道。所有电缆通道出口处应设置防火墙,电缆主通道分支处设置防火隔板;长度超过100m的电缆隧道,应用防火墙隔成不大于75m的防火分段。电缆和电缆托架分段应使用防火涂料、阻燃槽盒、防火隔板或防火包等。电缆敷设完成后,所有的孔洞、竖井和接口处均应使用防火填料进行封堵。对有火灾危险的房间(如各配电室、配电装置、电缆间等)、电缆隧道及电缆井,均应设置耐火等级不小于1.2h的防火门。凡有通过高压蒸汽管道、燃油管道或易爆区域的架空电缆,应采用不同形式的耐火托架。主厂房和由主厂房引出的电缆,以及高温和易燃易爆的场所均应采用阻燃型电缆。集中控制室应设置必要的火灾报警装置及自动灭火装置。为防止在电缆托架上积灰、积粉自燃,输煤系统架空电缆通道的最上层应加装玻璃钢耐火盖板。照明等电气(器)设备均应采用防尘型。禁止有油管路或可燃气体管路穿越电缆。对穿墙电缆和电缆沟道应采用水喷雾消防和防火隔断等措施。对于人员很难到达的电缆隧道及电缆比较集中的桥架等处,应设置固定式超细粉末灭火装置。

### 4) 制氢站防火防爆。

a. 建筑及设备。工程设计在满足氢站与贮罐间距要求的同时,站内的电解间与辅助间、卫生间的隔墙应为防火墙。

制氢站采用本质安全型的仪器设备,电气设施均应采用隔离密封设施。

b. 通风。制氢站屋顶应设放空排氢罩以排除屋顶积聚的氢气。制氢站的电解间设置换气次数不少于3次/h的自然通风帽,以保证排出室内多余的氢气,并设置换气次数不少于12次/h的防爆玻璃钢屋顶通风机,作为事故排风风机。

c. 防雷与接地。为防止氢站的雷击,氢站及其贮罐区域应设有独立的防雷装置。站内的放空管道设置在防雷保护范围内。氢气输送管道在至主厂房段为直埋敷设,设计有防雷接地,接地电阻不大于 $10\Omega$ 。氢气输送管道主厂房内部分,应按规程架空布设。

5) 油系统防火。油系统的消防范围为汽轮机主油箱、汽轮机贮油箱、润滑油净化装置、氢密封油箱、磨煤机油箱、送风机油箱、引风机油箱、一次风机油箱和柴油发电机等。

a. 汽轮机组油系统防火。油管道应采用无缝钢管制作,并尽量减少法兰,特别是高温部件附近不设法兰。氢冷发电机的轴封必须严密,当机组开始启动,无论有无充氢气,轴封油不得中断,油压应大于氢压,以防空气进入发电机外壳

或氢气充满汽轮机的油系统中而引起爆炸起火。控制电缆的布置尽量远离油管道系统。主油箱应设置事故排油装置,事故排油门操作把手应有两个以上通道可以达到,其距离油箱及密集的油管区不小于5m。事故排油管径的选择应考虑在放油时能保证汽轮机转子在惰走时的润滑用油,事故油池设在厂房外,事故油池应密封,容积大于主油箱容积。与汽轮机前轴承箱以法兰连接的油管处应设置护槽,并设导油管,将油引致安全地点。排油烟管道应引至主厂房外无火源处。对主厂房的主油箱、贮油箱、氢密封装置及润滑油净化油箱等应采用水喷雾消防系统。套装油管道应采用水喷淋消防系统。汽轮机调节油应采用抗燃油。

b. 锅炉油系统防火。厂区燃油管道设计应采用地上架空布置,架空油管道上每隔20~25m接地一次,接地电阻应满足规定值,以防止静电积聚。在燃烧器油枪接地口与固定油管道之间,应采用金属软管连接。整个燃油系统设备和管道的保温材料,均应采用非燃烧材料。

锅炉燃烧器、磨煤机润滑油箱等应采用水喷雾消防系统。

c. 脱硫岛油系统消防。增压风机油站处,应设有火灾探测报警装置,并配置有一定数量移动式灭火器。

6) 通风、空调系统防火与排烟。集中控制室、电子设备间等房间均应设置集中空调系统,各房间吊顶内将设置送、回风管及风口,总风管上及风管穿越防火墙和楼板处均设置 $70^\circ\text{C}$ 防火阀,空调机组将与控制室、电子设备间火灾信号及风管上的防火阀连锁。火灾时,空调机组及防火阀均应关闭。上述房间因设有气体灭火系统,在发生火灾时,各房间与外界相通的空调风管将被切断以保证气体灭火时不会卸压或稀释气体的浓度。

空调风管应采用不燃材料制作,保温材料采用不燃或难燃材料。

集中控制室、电子设备间及电气继电器室均应设有独立的排烟系统,发生火灾后,在人工确认火灾已扑灭并不能复燃的情况下,手动启动排烟风机将室内的烟雾排至室外。若烟温达到 $280^\circ\text{C}$ ,排烟风机进口处的排烟防火阀将自动关闭,并输出信号连锁关闭排烟风机。排烟完毕,手动关闭排烟风机,重新启动空调系统投入运行。

7) 脱硝岛防火。在脱硝岛区域内应配置必要的移动式灭火器,移动式灭火器按有关国家标准配置。

为防止液氨泄漏造成人员伤害及火灾,工程的液氨储存系统和液氨输送系统(液氨储罐及管道)应按有关国家规范设自动喷水消防系统。水消防系统的管道、阀门和附件按有关国家标准配置,管子采用碳钢管。

8) 消防措施。消防设计范围为工程的主厂房、变压器区、煤场、辅助厂房、附属车间,以及厂区范围内的非生产性建筑的室内外消防。

消防系统的设计,应遵照国家有关政策法规,按照“预防为主、防消结合”的原则,以及国家和行业的规程规范进行设计。

9) 其他防火措施。根据 GB 50229—2006《火力发电厂与变电所设计防火规范》,汽轮机头部油箱、油管道附近的钢质构件及对应的钢屋架均涂敷防火保护层。

楼梯间应采用防火等级不低于0.9h的防火门,并向疏散方向开启。

电缆隧道按规程设置了带爬梯的人孔,其孔距及孔径均应符合规程的要求。

### (3) 防爆。



1) 爆炸危险源分析。工程存在潜在爆炸危险的设备设施有锅炉、除氧器等压力容器、制粉系统、烟气系统和直流供电系统。

2) 制粉系统防爆。根据制粉系统的工程特点应采取相应的防爆措施,各主要设备抗爆设计压力应符合规范要求。

3) 烟气系统防爆。烟气系统设有防爆门,对防爆门动作时有烫伤工作人员危险的地方,应设引出管,将爆炸气流泄至高处或屋外。

4) 压力容器防爆。

a. 锅炉。根据燃煤锅炉工艺系统的具体情况(亚临界、超临界、超超临界),应采取相应的防爆措施。锅炉炉膛及炉前油系统均设有 FSSS 安全监控系统,该系统以炉膛负压、燃料失去和一、二次风机故障等作为主燃料跳闸条件,控制燃烧器的投入和切除,以及磨煤机的启停。炉膛安全系统应设有压缩空气(蒸汽)吹扫联锁装置及火焰检测装置,在紧急情况下切断燃料系统,防止锅炉内爆或外爆。

在锅炉的汽包、过热器出口、再热器进出口均应设有一定数量的安全阀,以防止锅炉因超压而引起的爆炸事故。

为便于锅炉水压试验,主蒸汽管道、再热蒸汽管道、冷管道在支吊架设计时应考虑水压试验临时支吊的强度和条件。

b. 除氧器。为保证除氧器的安全运行,在除氧器及除氧给水箱上均应设有全启式安全阀。

除氧器的支撑设计应考虑能进行水压试验,其环状焊缝处的保温应采用单独保温,便于拆卸及定期检查焊缝。

c. 其他压力容器。其他压力容器设备(如高压加热器、低压加热器、疏水扩容器等)均应设置安全阀,对安装在主厂房内的压力容器,其安全阀排汽应引至主厂房外,以保证排汽通畅和人身安全。

压力容器及高压管道在运行过程中,需要定期检查或水压试验,以便及早发现异常情况。

主蒸汽管道和高温蒸汽再热管道上应装设蠕变监测段和蠕变测点,该处保温为活动式结构,在蠕变监测段处设置测量平台。在主蒸汽管道和再热段蒸汽管道通过运转层的位置上,应装设三向位移指示器,以便检查管道补偿及支吊架工作情况。

5) 电气设备的防爆。有爆炸和火灾危险的场所,电气装置应符合 GB 50058—1992 的要求。蓄电池应选用密封免维护铅酸蓄电池。蓄电池室的空调系统为直流系统,送风过滤,室内空气不循环,且排风量比送风量至少大 10%。蓄电池室的空调系统与消防系统联锁,遇火灾报警时空调系统能立即停止运行。

对有易燃易爆危险的工作场所及地点,均应采用防爆型电动机及照明灯具,且以上场所的进风口均设在空气比较新鲜的地方,远离排风口。

### 2.1.3.3 防电伤、防机械伤害和其他伤害

(1) 防电伤。工程过电压保护和接地设计,应按 DL/T 620—1997、DL/T 621—1997 的要求进行。

1) 防雷。

a. 建筑物防雷。烟囱、主厂房的顶部应装设避雷针或设置避雷带,以防遭受雷击,并配置由避雷针接地引线及接地网组成等电位的接地保护系统,以有效保护防雷范围内设备和人员安全。为避免雷电流流入接地网时产生危险的跨步电压,在烟囱靠近厂区通道外应设置均压网,以避免人身雷害事故。

厂内其他易燃易爆的建筑物均应分别采用避雷针、避雷

线及接地引线、接地网等防雷击装置,以确保安全生产。

b. 电气设备防雷。为防止变压器高压侧的雷电经过变压器危及发电机的绝缘,在发电机出线及变压器高压侧出口上应设有一组避雷器。主变压器、电厂内的架空线等,均应采用以避雷针、避雷线、避雷器及其接地引线、接地网构成的防雷击装置,以确保其安全运行。

2) 接地保护。汽轮发电机组应设有接地保护装置,以防转子漏电。所有电力设备均应采用接地或接零保护措施。阀门、法兰处按规程装有接地装置。

3) 隔离开关的防电伤。为检修安全的需要,在各隔离开关的前部应设置接地刀闸。

为防止电气误操作,开关柜应选用带电气或机械闭锁,具有五防功能的设备。在各隔离开关与相应的断路器、接地刀闸之间应装设防止电气误操作的闭锁装置,以保证运行人员的安全。

4) 照明系统防电伤。照明系统的设计应按 DL/T 5390—2007 中的要求进行设计,如照明灯具高度、工作场所的交直流电压、绝缘等。

5) 防静电。防静电保护主要由接地网络组成,接地线与接地网应始终保持接触良好。设计中易爆场所管道的接头、法兰、阀门均应加装跨接线。

振动筛、磨煤机、煤粉管道及静电除尘器均应设置接地,以防止粉尘的积聚。

对电气设备的绝缘、防静电装置,要经常测试,保持良好,消除隐患,以保证安全。

6) 其他。为保证电气运行人员和接近电气设备人员的安全,各种电压等级的电气设备的对地距离、操作走廊尺寸,以及带电裸露部分的安全净距,应严格按 DL/T 5352—2006《高压配电装置设计技术规程》要求进行设计。

在 DCS 系统中应实施电气控制信号、监视、声光报警及事故跳闸等保护措施。

应对从事电气工作的人员加强安全培训和教育,要求巡回检查及操作时必须穿戴绝缘鞋、绝缘手套、护目眼镜等。

(2) 防机械伤害和其他伤害。

1) 防转动设备的机械伤害。主厂房内的转动机械伤害主要发生在检修作业中的重物起吊、运行中的转动设备牵挂等。各类转动设备的危险部位,应按有关规程规范的要求,对小型的转动机械设置保护壳罩(如联轴器等),对大型的转动机械应设置防护栏杆。设备维护平台、扶梯应设有栏杆。

2) 防输煤系统的机械伤害。对输煤系统,角度大于 4° 的胶带运输机和筛分机应设防逆转和防止误启动装置。输煤皮带的检修通道和跨越通道应设防护栏杆。

皮带机头部应安装防护罩,尾部加装防护罩;重锤拉紧装置或车式拉紧装置均应加设防护栏杆。为防止胶带运输机在运行中出现意外,在胶带运输机沿线应设手动拉线开关,以备紧急制动,并在系统内设有相互联系的通信设施等。

3) 防坠落伤害。为防止坠落伤害,对设置在各层楼面的检修起吊孔周围,均应设有栏杆、护板。对一些设备基础顶面高出地面许多时,亦应设扶梯和防护栏杆,在烟囱的钢直梯上均应装设护笼。

建筑物高度超过 10m 的上人屋面,均应设钢爬梯。凡是厂房高空部分有门及需要开启的部位,均应设平台。

在楼梯孔、平台等处周围应设置保护沿和栏杆,以防高处跌伤。

建筑设计应严格按 DL/T 5094—1999《火力发电厂建筑

设计规程》进行设计。

#### 4) 防滑。

a. 主厂房应采用防滑材料的地面。

b. 输煤栈桥步行通道坡度小于 $9^{\circ}$ 时,应设防滑条;大于 $9^{\circ}$ 时,应设台阶防滑;当楼梯的净高度大于2m,坡度小于 $38^{\circ}$ 时,楼梯踏板应设防滑条。

c. 所有钢平台及钢楼梯踏板应采用花纹钢板或格栅板,以防人员滑倒。

#### 2.1.3.4 其他安全措施

(1) 防腐蚀。化学水处理设备、管道及土建地坪、管沟等应采取的防腐措施详见相关专业章节。

(2) 检修起吊设施、平台及通道的设置。为了减轻体力劳动强度及安全操作,在电厂的主要工作场所如汽机房、锅炉间及煤仓间、各辅助车间(循环水泵房、除灰泵房、空压机房、柴油机室等)均应安装检修起吊设施。

主厂房内各主、辅机应设有检修空间,对经常需要运行维护、检修的大型转动机械,均应考虑设置检修维护平台、安放场地、运输通道和供运行检修用的横向通道。

(3) 安全标志及安全色。根据 GB 2893—2001 和 GB 2894—1996 的有关规定,在厂区及作业场所,对人员有危险、危害的地点、设备和设施均应设有醒目的安全标志或涂有安全色。

#### 2.1.4 劳动安全机构与设施

工程应设置劳动保护基层监测站和安全教育室,也可考虑将劳动保护基层监测站和环保监测站合并设置,并配备必要的仪器设备与设施。劳动安全专项投资费用估算应纳入技经专业工作范畴。

#### 2.1.5 预期效果及建议

根据火力发电厂的生产工艺及特点,劳动安全设计应针对危害劳动者身体安全与健康各种因素,分别采取技术措施和防范设施,并尽可能将其危险和危害程度控制到最小或最低,基本可以使职工的劳动条件达到或接近国家和行业关于劳动安全标准、规范及规定的要求。

为使前述各种技术措施及防范设施得以实施,确保工程质量,电厂应在设备订货、安装、调试和运行过程中,加强工程的管理和监督,确保劳动安全设施应与主体工程同时设计、同时施工、同时投产,并通过安全生产监督管理部门组织的劳动安全设施的竣工验收。

应向建设单位提出安全突发性事件的应急救援预案(厂内部分)编制、安全管理系统、职业健康防护监测系统的设置和个人防护装备的建议。

### 2.2 职业卫生设计

#### 2.2.1 设计依据

##### 2.2.1.1 国家法律、法规

- (1)《中华人民共和国劳动法》。
- (2)《中华人民共和国职业病防治法》。
- (3)《放射性同位素与射线装置放射防护条例》。
- (4)《危险化学品生产储存建设项目安全审查办法》。
- (5)《建设项目职业卫生审查规定》。
- (6)《建设项目职业病危害分类管理办法》。
- (7)《职业病目录》。
- (8)《高毒物品目录》。
- (9)《女职工劳动保护条例》。

##### 2.2.1.2 国家标准、规程、规范

- (1) GBZ 1—2002《工业企业设计卫生标准》。

- (2) GBZ 2—2007《工作场所有害因素职业接触限值》。

- (3) GB 50034—2004《建筑照明设计标准》。

- (4) GB/T 50033—2001《建筑采光设计标准》。

- (5) GBJ 87—1985《工业企业噪声控制设计规范》。

- (6) GBZ 117—2006《工业X射线探伤卫生防护标准》。

- (7)《工业企业职工听力保护规范》。

- (8)《工作场所职业病危害警示标识》。

#### 2.2.1.3 电力行业标准

- (1) DL 5053—1996《火力发电厂劳动安全和工业卫生设计规程》。

- (2) DL/T 799.1~7—2002《电力行业劳动环境监测技术规范》。

#### 2.2.1.4 文件及报告

工程可行性研究报告及审查意见、工程职业病危害预评价报告及其他相关批复性文件等。

#### 2.2.2 厂址选择

厂址如选择自然疫源区建设,应说明疫情发生的历史情况和现状,并提出建设和生产运行期间发生疫情的应对措施。

#### 2.2.3 生产过程中存在的职业卫生有害因素分析

##### 2.2.3.1 物理因素

(1) 粉尘。易产生粉尘的系统主要有燃料系统、除灰系统和脱硫系统。燃料系统产生的部位及场所为卸煤装置、燃煤的输送、转运、煤斗及煤仓间胶带层等。除灰系统产生的部位及场所为除尘器灰斗出口。脱硫系统以石灰石粉为吸收剂,在石灰石粉卸料、输送的过程中均可能造成粉尘飞扬。同时,脱硫系统的副产品脱硫石膏经过两级脱水后也为粉状,在粉状脱硫石膏的装运过程中也可能会产生粉尘飞扬。

(2) 噪声及振动。电厂生产工艺系统中,大量的转动机械设备在运行过程中产生噪声,特别是汽轮机、磨煤机、送、引风机等大型转动设备产生的噪声较大。此外,易产生噪声的设备及场所还有锅炉点火排汽、安全阀的排汽、给水泵和脱硫系统的风机、循环浆泵等。

易产生振动的场所有汽轮发电机组的基础和汽水管道等。

(3) 高温及潮湿。电厂高温场所主要是主厂房;易出现潮湿的场所主要是输煤系统的地下建筑,如卸煤沟及地下转运站等。

##### 2.2.3.2 化学因素

电厂的化学水系统、脱硝系统在运行过程中会产生有毒、有害气体;另外,  $\text{SF}_6$  气体、抗燃油等物质对劳动者的健康也有一定程度的危害。

易产生有害气体的场所有酸、碱计量间,蓄电池室及加药间等。

#### 2.2.4 职业卫生防护措施

##### 2.2.4.1 防尘

(1) 防治煤尘。根据 DL/T 5187.2—2004《火力发电厂运煤设计技术规程 第2部分:煤尘防治》,应对输煤系统的防尘采取综合治理的措施。为防止粉尘的泄漏及飞扬,在工艺设备的选型和系统的设计中应考虑较好的密封措施。在粉尘比较集中的地方,如各输煤转运站、输煤皮带间及煤仓间原煤斗等主要扬尘点,均应采用不同的除尘装置和喷水措施。

输煤系统的除尘设计要求室外排放浓度小于  $120\text{mg}/\text{m}^3$ ,室内空气中的含尘量应满足 GBZ 2—2007 的规定,见表 2.12-13。



表 2.12-13 工作场所中空气煤尘  
(游离 SiO<sub>2</sub> 含量小于 10%) 容许浓度 mg/m<sup>3</sup>

编号	项目	时间加权平均容许浓度	短时间接触容许浓度
1	总尘	4	6
2	呼尘	2.5	3.5

(2) 防治其他粉尘。

1) 防治粉煤灰尘。为防止室外灰尘进入电除尘配电装置室,通风系统应采用机械进风、机械排风的通风方式。室内保持正压,进风应过滤。应设事故兼排除余热的通风装置,通风量不小于 10 次/h。

2) 防治石灰石粉尘。石灰石粉卸料间、料仓顶及皮带机头部各应设置布袋除尘器。同时设置排风机,加强室内通风。在石灰石卸料坑口处应设置除尘密闭罩。

2.2.4.2 防毒

电厂中产生有毒、有害物质的车间有酸库、碱库、屋内配电装置和蓄电池室等,各种有毒物质均应符合 GBZ 2—2007 中最高容许浓度的规定,见表 2.12-14。

表 2.12-14 车间空气中有害物质的最高容许浓度 mg/m<sup>3</sup>

编号	物质名称	最高容许浓度	时间加权平均容许浓度	短时间接触容许浓度
1	硫酸(H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> )及三氧化硫(SO <sub>3</sub> )	—	1	2
2	氯化氢及盐酸(HCl)	7.5	—	—
3	氨气(NH <sub>3</sub> )	—	20	30
4	苛性钠(NaOH)	2	—	—
5	六氟化硫(SF <sub>6</sub> )	—	6000	9000

为了使车间有害物浓度低于最高容许浓度,设计中应采取综合防治措施。

(1) 化学水处理系统各车间的防毒。补给水处理室的化验室设自然进风、机械排风系统,通风机均应选用防爆防腐的玻璃钢风机。通风量按 15 次/h 换气计算。通风机配套电动机为全封闭式。

凝结水酸碱库中的酸库和酸计量间应采用机械进风、机械排风系统,通风量按不小于 10 次/h 换气计算。排风机均应选用防爆防腐的玻璃钢轴流风机,进风通过新风机加热过滤后送入室内,室内吸风口应设置在下部。

(2) 断路器防毒。对屋内配电装置应设置事故通风,事故通风量应按换气次数不少于 12 次/h 计算。电气设备正常运行时,应保证室内空气不得再循环使用。正常通风系统应采用自然进风,机械排风方式,通风量应按换气次数不少于 4 次/h 计算,由经常使用的下部排风系统和上部事故排风系统共同保证。排风机应为防腐防爆型,事故排风机应与正常通风系统相互兼顾。

(3) 脱硝系统防毒。对液氨储存系统和液氨输送系统,应按国家有关规范要求采取相应的卫生防护措施。

2.2.4.3 防化学伤害

(1) 抗燃油的防范。汽轮机调速系统采用抗燃油作为工质。抗燃油是一种燃点较高的纯磷酸盐脂液体,对汽轮机的安全运行非常有利,但是由于磷酸盐脂具有一定的腐蚀性和毒性,在维修、装卸和正常运行中应尽量避免直接接触,防止误吞入或吸入这种油,因此,汽轮机调速系统的抗燃油管路与润滑油管路应分开,并对从事与抗燃油有关的工作人员

做出以下严格规定:

在装卸抗燃油以及在分析取样时,工作人员必须戴橡胶手套,穿工作服,避免抗燃油溅到皮肤上。抗燃油应储存单独的封闭库房,并有专人保管。在检修抗燃油站、油管以及分析取样过程中,应尽量避免吸入抗燃油。抗燃油工作场所禁止吸烟和饮食。

抗燃油对某些电缆包皮(如聚氯乙烯材料)和油漆有破坏作用,当上述材料接触抗燃油时(不管时间长短)都会软化和起泡,应立即清洗侵蚀处并查明损坏程度。抗燃油管路与电缆布置应分开或采取隔离措施。

另外,抗燃油系统应尽量减少死角,便于冲洗。

(2) 酸碱储存及计量间的防范。

1) 酸、碱储存设备周围应设置防护围沿,围沿内容积大于最大一台酸、碱设备的容积。

2) 酸、碱储存间、计量间及卸酸、碱泵房应设置安全通道、淋浴装置(冲眼器)、冲洗及排水设施。

3) 盐酸贮罐及计量箱的排气,应设置酸雾吸收装置。

4) 酸碱储存计量设备应采取分开布置,安排在各自独立的房间内。

5) 经常有人通行的地方,酸、碱管道应尽量布置在沟内,不影响人通行。架空布置的酸、碱管道应有防护设施。

6) 对经常使用有毒或有腐蚀性气体的化验室房间应设有通风柜,化学药品存放在药品柜中。

2.2.4.4 防噪声

(1) 电厂噪声源。

1) 机械动力性噪声。机械设备在运转过程中由于振动、摩擦、碰撞所产生的噪声,以中、低频为主。

2) 气体动力性噪声。气体动力的噪声声源为各类风机、风道、蒸汽管道中气(汽)体的流动、扩容、节流、排气(汽)、漏气(汽)等。这些噪声具有高、中、低各类频率,其中排气(汽)为高强度噪声,对周围环境影响最大。

3) 电磁性噪声。由电磁场交变运动产生的噪声,主要有发电机、励磁机、配电装置等产生的噪声。

4) 其他噪声。电厂内车辆、人群活动、广播等引起的噪声。

(2) 噪声控制标准。电厂各车间及工作场所的噪声控制,应满足 GBZ 1—2002 的有关规定,噪声声级限值见表 2.12-15。

表 2.12-15 工作地点噪声声级限值

工作日接触噪声时间(h)	8	4	2	1
允许噪声级[dB(A)]	85	88	91	94

注 最高不得超过 115dB(A)。

工作场所操作人员每天连续接触噪声 8h,噪声声级限值为 85dB(A)。对于操作人员每天工作不足 8h 的场合,可根据实际接触噪声的时间,按接触时间减半,噪声声级限值增加 3dB(A)的原则,确定噪声声级限值。

(3) 防噪声设计。

1) 建筑防噪。详见建筑专业相关章节。

2) 设备防噪。

a. 源强控制。在设备噪声源强上进行控制,设计应尽量选用低噪声设备。主设备和辅助设备选型时,制造厂家应提供符合国家规定噪声标准的设备。从根本上减少噪声的产生,有利于电厂噪声的控制治理。

b. 对劳动者的保护措施。对某些大声功率设备集中的场所,噪声防治措施主要控制声源传播途径。如在碎煤机室

等噪声强度比较高的场所，应设置性能良好的隔声值班间。对在主厂房、油泵房、水泵房、空压机室、碎煤机室和脱硫系统的石灰石制备车间等高噪声场所进行巡视作业的工人，应配备防噪声用品，如耳罩、耳塞等防护措施。

2.2.4.5 防振动

电厂的主设备、辅助设备的基础及平台的防振动设计符合 GB 50040—1996《动力机器基础设计规范》的规定。

电厂主设备、辅助设备的制造厂家提供符合国家规定标准的设备。

对大型的如发电机、汽轮机和水泵等动载大的机械设备的基础，采用砂垫层，以通过降低振幅达到防振的目的。发电机定子采用隔振机座。

对易产生振动的汽、水及油管道，设计上采取隔振沟、软连接等隔振措施防止振动的远距离传播。对烟、风管道，应采取加大管道刚度等措施防振。

2.2.4.6 防高温

(1) 通风系统。电厂采用通风系统降温，通风系统按 GBZ 1—2002 中“车间内夏季空气温度的规定”和“高温作业分级”的要求进行设计，温度规定见表 2.12-16 和表 2.12-17。

表 2.12-16      车间内工作地点的夏季空气温度规定									
当地夏季通风室外计算温度(℃)	<22	23	24	25	26	27	28	29~32	>33
工作地点与室外温差(℃)	10	9	8	7	6	5	4	3	2

表 2.12-17      车间夏季空气温度规定				
相对湿度(%)	50	60	70	80
空气温度(℃)	33	32	31	30

(2) 防热辐射及烫伤。火力发电厂的热源主要来自锅炉和汽轮机及其辅助设备散热，各种汽水管道和烟、风、煤管道表面散热。对这些热源均用保温材料与外界隔离，其目的不仅起到了一定防高温和安全生产的效果，更主要的是防止热量的散失，提高发电厂热经济性。为此表面温度高于 50℃ 的设备、管道等均采取了保温措施，汽水管道的保温材料采用微孔硅酸钙，热风道、烟道的保温材料采用岩棉。

2.2.4.7 防低温

详见暖通专业有关章节。

2.2.4.8 防潮

(1) 主厂房。主厂房零米设排水坡、排水管、集水坑。

(2) 输煤系统。输煤系统的卸煤沟地下部分等潮湿场所中的电缆、电气设备均采用防潮、防水型，设备外壳均接地设计。

2.2.4.9 其他卫生防护设施

(1) 照明系统。照明设计考虑了具有正常照明和事故照明两个单独的供电网络。正常交流照明系统由机组的照明变压器供电，事故照明由事故保安电源及蓄电池组供电。

(2) 照明器具。照明器具按工作场所的环境条件和使用要求进行选择，采用发光效率高、寿命长和维修方便的照明器具，事故的直流照明采用白炽灯。室外照明器具应安装在便于维修的位置，并考虑更换灯泡的安全。

2.2.5 生活卫生设施

工程设置的辅助卫生设施有生产卫生用室、生活卫生用室、妇幼卫生用室等。

在生产人员比较集中的地点，为了满足员工的工作及生活需要，设有必要的厕所、洗手池、清洁池等。在主厂房、电气控制楼及化学车间等处均设有妇女卫生间。

考虑到零米清扫及检修的需要，在汽机房零米检修场地处设置了洗手盆。

为了满足女职工的需要，厂内专门设置了女工淋浴间、更衣室及女工卫生间。

2.2.6 职业卫生防护机构及监测措施

工程设置劳动保护基层监测站，也可考虑将劳动保护基层监测站和环保监测站合并设置，并配备必要的仪器设备与设施。职业卫生专项投资费用估算纳入技经专业。

2.2.7 预期效果及建议

根据火力发电厂的生产工艺及特点，职业卫生设计针对危害劳动者身体健康的各种因素，分别采取技术措施和防范设施，并尽可能将危害程度控制到最小或最低，基本可以使职工的劳动条件达到或接近国家和行业关于职业卫生的标准、规范及规定的要求。

为使前述各种技术措施及防范设施得以实施，确保职程质量，电厂应在设备订货、安装、调试和运行过程中，加强工程的管理和监督，确保职业卫生设施应与主体工程同时设计、同时施工、同时投产，并通过职业病防治部门组织的职业卫生设施的竣工验收。

向建设单位提出突发性公共卫生事件的应急救援预案(厂内部分)编制、职业卫生管理系统、职业健康防护监测系统的设置和个人防护装备的建议。



# 第 13 章 技术经济

## 1 建设预算编制办法

### 1.1 编制要求

电力工程建设预算是项目管理的重要内容，是对设计方案进行技术经济分析和比较的依据，是控制工程造价的主要手段，也是各阶段设计文件的重要组成部分。初步可行性研究、可行性研究阶段应编制投资估算；初步设计阶段应编制投资概算；施工图设计阶段，应根据分卷分册图纸编制施工图预算。

电力工程建设预算必须履行编制、校核、审核和批准程序，且各级人员必须在正式的建设预算书上签字，最终加盖电力工程造价专用章。

如果一个建设项目的建设预算由两个或两个以上单位编制时，由主体编制单位负责协调编制范围、价格水平，并负责编制总建设预算书，各参编单位应加强协调，避免漏项和重复编制。

### 1.2 估算、概算、预算的内容组成

电力工程建设预算由编制说明、估（概、预）算汇总表、专业汇总估（概、预）算表、安装工程估（概、预）算表、建筑工程估（概、预）算表、技术经济分析表，以及相应的附表、附件等组成。

#### 1.2.1 编制说明

建设预算编制说明，包括以下内容：

- (1) 工程概况。
- (2) 改、扩建工程应根据工程实际补充项目的建设范围、过渡措施方案及其费用，可利用或需拆除的设备、材料、建（构）筑物等情况。
- (3) 编制原则及依据，包括工程量计算依据，建筑安装工程费编制依据，地区人工工资调整依据，材料、机械市场价格取定依据，以及设备价格的选用依据。
- (4) 建设预算造价水平分析。
  - 1) 与同期电力行业参考造价指标的比较、分析。
  - 2) 与近期同类机组投资的比较、分析。
- (5) 工程造价控制情况分析。施工图预算总投资应控制在批准的初步设计概算总投资范围内，初步设计概算总投资应控制在已核准的可行性研究投资估算范围内，如遇后一阶段总投资超出前一阶段已核准的总投资时，编制单位应修改设计或重新申报前一阶段的设计及总投资；如超出原因是外部条件变化造成的，则应重点叙述总投资超出的原因及可接受性。
- (6) 其他有关重大问题的说明。

#### 1.2.2 预算表格及内容组成

编制发电工程建设预算所使用的表格及其内容构成如下：

- (1) 表一甲 发电工程估（概、预）算汇总表。
- (2) 表二甲 安装工程专业汇总表。
- (3) 表二乙 建筑工程专业汇总表。

- (4) 表三甲 安装工程概（预）算表。
- (5) 表三乙 建筑工程概（预）算表。
- (6) 表四 其他费用计算表。
- (7) 表五甲 发电工程概况及主要技术经济指标分析表。

建设预算成品内容见表 2.13-1。

表 2.13-1 发电工程建设预算成品内容

序号	内容组成名称	初步可行性研究估算	可行性研究估算	初步设计概算	施工图预算
1	编制说明	✓	✓	✓	✓
2	工程概况及主要技术经济指标（表五甲）	✓	✓	✓	✓
3	估（概、预）算汇总表（表一甲）	✓	✓	✓	✓
4	部分汇总估（概、预）算表（表二甲、乙）	①	✓	✓	✓
5	安装、建筑工程估（概、预）算表（表三甲、乙）	①	①	✓	✓
6	其他费用估（概、预）算表（表四）	①	✓	✓	✓
7	附件及附表	①	①	✓	✓
8	投资分析报告	✓	✓	✓	✓

① 作为编制单位工作的原始资料，不作为正式成品提供。

### 1.3 建设预算的编排次序

建设预算的编排次序是对电力工程建设预算中建筑工程、安装工程、其他费用中工程项目编排次序和编排位置的规定。

火力发电工程建设预算项目总排列次序见《火力发电工程建设预算编制与计算标准》。

### 1.4 建设预算的编制规则

#### 1.4.1 编制原则

在建设预算正式编制之前，应制定统一的编制原则，确定统一的编制依据。

编制原则的内容包括编制范围、价格水平年，定额、价格、取费标准的取定原则等。

编制依据包括工程量计算依据，人工、材料、机械、设备等价格采用的依据，人工、材料、机械等消耗量计算的依据（简称定额或指标）、价格水平调整依据，以及取费计算标准。

建设预算中建筑工程费、安装工程费的人工、材料及机械价格以电力行业定额主管部门颁布的定额及相关规定为基础，并结合项目所在省（自治区、直辖市）电力建设定额站发布的价格调整规定计算。

建设预算的取费计算标准应该与所采用的定额或指标相匹配。

电力项目建筑、安装工程取费标准应按《火力发电工程建设预算编制与计算标准》及配套的相关文件执行；执行地方建筑工程、铁路、公路、邮电通信、航运等工程定额的，应按其相应行业主管部门颁发的规定执行。

在编制建设预算时，根据具体工程情况或相应项目法人要求对其中部分费用进行调整或作补充的，编制单位应编写具体说明，并提供调整的充分依据。

定额（指标）中所规定的技术条件与工程实际情况有差异时，可根据工程的技术条件调整套用相应定额（指标）。

定额（指标）中缺项的，应优先参考使用相似建设工艺的定额（指标）；无相似或可参考子目时，可根据类似工程施工图预算或结算资料编制补充定额（指标）；对无资料可供参考的项目，可按工程的具体技术条件编制补充定额（指标）。

补充定额（指标）应符合现行定额编制管理办法的规定，并报工程所在地电力建设定额站批准后方可使用。

#### 1.4.2 工程量计算规则

编制建设预算时，工程量的计算应根据定额（指标）所规定的工程量计算规则，按照设计图纸标示数据计算。如果图纸的设备材料汇总统计表中的数据与图示数据不一致时，应以图示数据为准。

#### 1.4.3 费用划分原则

电力工程建设预算应按建筑工程费、安装工程费、设备购置费和其他费用分别进行编制。

(1) 建筑工程费的计算使用表三乙，汇总统计使用表二乙。

(2) 上下水、采暖、通风、空调、照明、消防、采暖加热站（或锅炉）等安装项目按所采用的定额及其配套的取费标准计算费用。其中，风机、空调机（包括风机盘管）和水泵属于设备，应参照设备购置费的计算办法计列设备费及运杂费，并在建筑工程汇总表（表二乙）中将其设备购置费单独列出，在估（概、预）算汇总表（表一甲）中统一计入建筑工程费。

(3) 安装工程费和设备购置费的计算使用表三甲，汇总统计使用表二甲。

(4) 其他费用的计算使用表四。

(5) 铺底流动资金可直接汇总填写到总估（概、预）算表（表一）中。

电力工程建设预算的取费，可以采用单位工程逐项取费、单位工程综合系数取费，取费方式在表三中计列，也可以采取按系统汇总后在表二中逐项取费的方式。

为便于技术经济比较，必须按照建设预算项目划分表中规定的技术经济指标单位计算各项指标。技术经济指标单位为“元/kW”的指标，在计算时，千瓦数应以该系统本期的设计容量为准。单位为“元/kVA”的指标，在计算时，千伏安数应以工作变压器的额定容量为准，不包括备用变压器的容量。单位为“元/m”、“元/km”、“元/m<sup>2</sup>”、“元/m<sup>3</sup>”、“元/t”的指标，其数量应为不含施工损耗的设计用量。

主厂房本体体积按建筑物外轮廓计算，包括汽机房、除氧煤仓间、锅炉房（有时）。锅炉露天布置时包括炉前低封体积，锅炉运转层下部封闭时的体积，不包括独立或部分嵌入框架的集控楼的体积，也不含电梯井及锅炉紧身封闭的体积。

发电机本体（包括主励磁机）、电气除尘器本体设备装置列入热力系统，本体之外的电气设备及电气除尘器电源装置列入电气系统内。发电工程中的备用电源（柴油发电机组

设备及安装）列入电气系统内。

防洪、防风沙、水库等工程，如专为本工程设置而与工程项目同时设计和施工的项目，按一般工程对待，分别按性质列入相应的建筑、安装工程内。如为本地区各厂矿公共设施，且分摊给本工程一笔费用时，可列入特殊项目内。

主厂房及输煤栈桥、转运站内的雨淋阀系统列入独立的消防系统，其常规水消防仍列入该建筑工程项目内。其余建筑物内的水消防列入该建筑工程内。

建设电厂而引起电力系统中有关电厂或变电所的通信系统扩建的投资，应随设计范围分界确定。

### 1.5 初步可行性研究、可行性研究投资估算的编制

技经专业在初步可行性研究和可行性研究阶段主要工作是编制投资估算、方案比较、经济评价及敏感性分析。

#### 1.5.1 初步可行性研究投资估算的编制

初步可行性研究投资估算的编制方法与可行性研究投资估算一致。

编制项目初步可行性研究投资估算时，各种费用标准可参照可行性研究的数据，但投资估算成品只出版表一。

#### 1.5.2 可行性研究投资估算的编制

可行性研究投资估算应满足以下要求：

(1) 投资估算必须符合火力发电厂可行性研究报告内容深度规定，费用计算合理，能够满足方案比较及控制初步设计概算的要求。

(2) 应满足工程项目推荐方案和工程设想的主要工艺系统、主要技术方案要求。

(3) 投资估算应满足建设预算成品内容要求，必要时，正式成品中还应包含不同方案的投资对比表。

(4) 必要时应提供工程所用外汇额度、汇率、用途及其使用范围。

在编制投资估算和方案比选时，由专业设计人员确定工程量，技经人员编制估算。专业设计人员应对工程量的准确性负责，技经人员应根据同期、同类型项目的施工图预算工程量，对专业设计人员提出的工程量进行复核，并提出反馈意见。

估算阶段对不能直接计算而又影响投资较大的建安工程量，应参照参考设计或类似工程的工程量资料，经分析调整后采用，一般不应直接套用其他工程估算及概算工程量资料。

建设项目法人应提供（或协助设计院获得）的资料如下：

(1) 项目开办及经营方式，各投资方出资比例，币种、分利方式及分利水平；融资方式、融资币种、融资利率、融资费用、宽限期、还款方式及还款年限。

(2) 建设场地的费用标准及依据文件，包括土地征用、租用单价，拆迁、赔偿、土地使用权出让费等。

(3) 外委设计项目的投资估、概算文件资料（如铁路、公路、码头、航道等）。

(4) 估算编制中需提供的其他有关资料。

经核准的可行性研究投资估算是确定工程总投资的限额，没有特殊原因不得突破。

### 1.6 初步设计概算的编制

初步设计概算总投资应控制在已核准的估算总投资范围内。

根据工程准备和建设程序需要，“四通一平”工程及需



要提前开工项目的初步设计概算可随该单项工程初步设计先行编审。

编制初步设计概算时,建设项目法人应提供的资料如下:

(1) 主要设备、材料的供货价格及供货范围。

(2) 建设场地的费用标准及依据文件或协议,包括土地征用、租用费用,拆迁、赔偿、土地使用权出让费等。

(3) 外委设计项目的正式概算,如铁路、公路、码头、航道、水库等。

(4) 项目前期咨询费用。

编制概算时,建设项目法人应协助提供的资料如下:

(1) 工程所在地电力行业及当地基本建设主管部门颁发的有关计价办法、取费标准、调整文件、造价水平年的当地主要建筑材料市场信息价格、编制期电网购电单价等。

(2) 概算编制中其他必要的原始资料。

初步设计概算应满足以下要求:

(1) 初步设计概算工程量计算准确,价格水平符合工程所在地投资编制年市场水平,取费标准应符合电力行业有关规定。

(2) 符合选定的生产工艺系统和技术方案。

(3) 应满足建设预算成品和深度内容要求。

概算工程量应与初步设计图纸、说明书及设备、材料清册保持一致。对影响投资较大的项目,各专业设计人员应参照建设条件相当的参考设计、类似工程的施工图工程量,经分析调整后确定。

技经专业人员应根据掌握的类似工程施工图预算或竣工结算资料,对设计人员提供的工程量进行复核,如有疑问,应及时反馈,以提高概算工程量的准确性。

对定额中不包含的特殊施工措施费,应根据设计专业提出的特殊施工方案及工程量计算费用,列入工程投资。

主要设备价格按合同价或询价编制,其余设备价格按照市场信息价格或按类似工程的合同价编制。

装置性材料价格、消耗性材料价格及机械台班价格按项目所在地电力建设定额站颁发的规定计算,建筑材料价格按照项目所在地市场价格信息计算。

进口设备、材料应根据合同,将国外段运杂费、保险费、关税及进口相关费用计入设备费,国内段运杂费应按照国内设备的运杂费计算方法计算。

## 1.7 施工图预算的编制

施工图预算是施工图设计文件的重要组成部分,是建设项目法人控制投资、拨付工程进度款和单项工程结算的重要依据。施工图总预算应控制在已批准的初步设计概算总投资范围内。

### 1.7.1 有关各方提供资料

#### 1.7.1.1 建设项目法人提供资料

(1) 组织有关各方商定施工图预算编制原则。

(2) 设备、主要材料订货、到货价格资料。

(3) 委托外部设计、施工项目及自营项目的施工图预算。

(4) 建设项目发生的其他费用相关资料,如合同及协议文件等。

(5) 设备制造厂的设备安装图纸或安装工程量资料。

#### 1.7.1.2 承包单位提供资料

(1) 由建设项目法人委托的由承包方购买的设备、主要材料的合同价或到货价。

(2) 核实预算定额中未包括的经建设项目法人批准的特殊施工措施方案及费用。

(3) 编制施工图预算所需要的承包方其他有关资料,如工程量、合同等。

### 1.7.2 施工图预算的编制范围

施工图预算的编制范围应以合同约定范围为准。一般应包括建筑工程费、安装工程费、设备购置费和其他费用。施工图预算应按最终版施工图编制,经批准的重大设计变更及重新出图的一般设计变更也应编入施工图预算中。

### 1.7.3 工程量计算规则

工程量计算应以定额规定的工程量计算规则为准,以施工图纸为依据计算。若发生争议,应由定额主管部门协调解决;若发生重大争议,需报电力工程造价与定额管理总站裁定。

### 1.7.4 定额及取费

电力工程施工图预算应执行电力行业预算定额及取费标准。对定额或补充定额中缺项的,可参照地方定额或其他行业定额。

## 2 项目及费用性质划分办法

### 2.1 费用性质划分

费用性质划分用于统一电力工程建设预算费用计算口径,统一电力工程技术经济指标的比较分析体系。

费用性质划分是编制电力工程可行性研究投资估算、初步设计概算、施工图预算和电力建设工程量清单报价中计算、统计各项费用的界定依据。

电力工程建设预算费用按其性质划分为建筑工程费、安装工程费、设备购置费和其他费用。

#### 2.1.1 建筑安装工程费用性质划分

##### 2.1.1.1 建筑工程费

建筑工程费除包括建筑工程的本体费用之外,以下项目也列入建筑工程费中:

(1) 建筑物的上下水、采暖、通风、空调、照明、消防设施。

(2) 建筑物照明配电箱及建筑物避雷接地装置。

(3) 采暖加热站设备及管道,采暖锅炉房设备及管道,厂区采暖管道。

(4) 混凝土或石材砌筑的箱、罐、池等。

(5) 建筑物用电梯的设备及其安装,工业用电梯井的建筑结构部分。

(6) 各种直埋设施的土方、垫层、支墩,各种沟道的土方、垫层、支墩、结构、盖板,各种涵洞,各种顶管措施。

(7) 建筑物的金属网门、栏栅及防雷设施,独立的避雷针、塔。

(8) 屋外配电装置的金属构架、支架、避雷针塔、栏栅。

(9) 建(构)筑物的防腐设施,混凝土沟、槽、池、箱、罐等的防腐设施。

(10) 冷却塔内部的配水管、托架、淋水装置、除水装置及其结构等。

(11) 水工结构、水工建筑、预应力钢筋混凝土管、顶管措施、岸边水泵房引水管道。

(12) 燃气—蒸汽联合循环电站独立布置的余热锅炉烟囱。

(13) 由建筑专业出图的厂(所)区工业管道。

(14) 由建筑专业出图的设备基础框架、地脚螺栓。

(15) 凡建筑工程概预算定额中已明确规定列入建筑工程的项目,按定额中的规定执行,如二次灌浆均列入建筑工程等。

### 2.1.1.2 安装工程费

安装工程费除包括工艺系统的各类设备、管道及辅助装置的组合、装配及材料费用之外,以下项目也列入安装工程费中:

- (1) 各种设备、管道的保温油漆。
- (2) 电缆、电缆桥架及安装。
- (3) 发电机出线间的金属构架、支架、金属网门。
- (4) 厂用屋内配电装置及发电机出线小间的金属结构、金属支架、金属网门。
- (5) 锅炉砌筑工程,灰沟镶板砌筑。
- (6) 混凝土箱、罐的内部加热装置、搅拌装置。
- (7) 化学水处理系统的金属管道的内外防腐。
- (8) 冷却塔钢制进水管。
- (9) 循环水系统、补给水系统、厂区及厂外除灰系统(包括灰水回收系统)的工艺设备、管道及内衬(包括各种钢管、铸石管、铸铁管、钢闸门、闸槽及启闭机)。
- (10) 设备本体照明、道路、屋外区域(如变压器区、配电装置区、管道区等)的照明。
- (11) 接地工程的接地极、降阻剂、焦炭等。
- (12) 气体消防、水喷雾系统设备、喷头及自动控制装置。
- (13) 空调系统的自动控制装置安装。
- (14) 工业用电梯及设备安装。
- (15) 生活污水处理系统的设备、管道及安装。
- (16) 燃气—蒸汽联合循环电站余热锅炉炉顶布置的烟囱及旁路烟道。
- (17) 由安装专业出图的厂(所)区工业管道。
- (18) 由安装专业出图的设备基础框架、地脚螺栓。
- (19) 凡设备安装工程概预算定额中已明确规定列入安装工程的项目,按定额中的规定执行。

### 2.1.2 设备与材料的界定

在划分设备与材料时,对同一品名的物品不应硬性确定为设备或材料,而应根据供应或使用情况分别确定。

(1) 对随设备本体供应或者是设备本体的一个部件的,应属于设备的一部分,否则应属于材料。例如,管道及阀门在一般情况下属于材料,但随设备本体供应的管道及阀门应属于该设备的一部分。

(2) 凡属于设备的一个组成部分或组合体,不论用何种材料做成,或由哪个制造厂供应,即使是现场加工配制的,均属于设备。例如,热力系统的工业水箱和疏水箱、油冷却系统的油箱、酸碱系统的酸碱储存罐、水处理系统的水箱、油处理系统的油箱等均属于设备。

(3) 设备中的填充物品,不论是否随设备供应,都属于设备的一部分。例如,汽轮发电机组冷却用透平油,变压器、断路器用的变压器油,大型转动机械冷却系统用的机械油,润滑系统的润滑油,化学水处理箱、罐内的各种填料,蓄电池组用的硫酸等,均属于设备的一部分,钢球磨煤机的钢球及润滑油,转动机械的电动机,化学水处理系统用箱、罐的防腐内衬等,均属于设备。

(4) 凡属于各生产工艺系统设备成套供应的,无论是由该设备厂供应,或是由其他厂家配套供应,或在现场加工配置,均属于设备。

(5) 某些设备难以统一确定其组成范围或成套范围的,应以制造厂的文件及其供货范围为准,凡是制造厂的文件上列出,且实际供应的,应属于设备。

(6) 对于设备扩大供货范围内的,应按照常规的成套供货方式和设计专业划分。例如,某些水泵的进出口阀门,有时制造厂虽也供应,但因不固定在本体范围内,并且也不计入水泵本体价格的,应属于材料。

(7) 对于成套供应的设备材料,在编制概预算时,应根据常规单独采购时的划分方式进行划分。

(8) 自动阀门的动力装置随阀门主体划分,阀门属于材料的,其动力装置也属于材料,阀门属于设备的,其动力装置属于设备;阀门传动装置(包括远方操作装置),不分传动方式(手动或自动),一律随阀门性质划分。随设备本体供应的阀门,需要在现场增加远方操作装置,操作装置应属于材料。

(9) 对于进口设备,应根据本工程的设计规定,按照设备设计供货范围界定。在设计供货范围之外随设备供应的材料、备品备件、专用机械工具等,按照设计规定,属于材料的应划为材料,备品备件和专用机械工具的费用列入设备费。

(10) 随设备供应的设备基础框架、地脚螺栓属于设备,随设备供应以外的属于材料。

(11) 锅炉或汽轮机供货范围内随设备本体供应的管道及阀门,给水泵汽轮机的排汽管道,应划为设备。

(12) 锅炉主蒸汽出口阀门、再热蒸汽进出口阀门、汽轮机高压缸蒸汽进出口阀门、低压缸蒸汽进口阀门、主给水泵及其前置泵进出口阀门均属于设备性材料,在编制建设预算时视为设备。

(13) 直接空冷机组,随设备供货的排气管蝶阀及排气管道伸缩节属于设备性材料,在编制建设预算时视为设备。

(14) 循环水系统的旋转滤网、启闭机械均属于设备,钢闸板门、拦污栅、拦污网属于材料。

(15) 配电系统的断路器、电抗器、电流互感器、电压互感器、隔离开关属于设备,封闭母线、共箱母线、管形母线、软母线、绝缘子、金具等属于材料。

(16) 凡设备安装工程概预算定额中已经明确了设备与材料划分的,应按定额中的规定执行。

### 2.1.3 其他

#### 2.1.3.1 其他费用

其他费用是指为完成工程项目建设所必需的不属于建筑工程费、安装工程费、设备购置费的其他相关费用,按照建设预算费用构成与计算标准的规定执行。

#### 2.1.3.2 动态费用的界定

按照《火力发电工程建设预算编制与计算标准》的规定,凡列入动态费用的项目,均应列入动态费用中。

## 2.2 项目划分

建设预算的项目划分是对电力工程建设预算中工程项目编排次序和编排位置的规定,与设计的专业划分及分卷分册图纸的划分相适应。

建设预算项目划分层次,在各专业系统(工程)下分为三级:第一级为扩大单位工程,第二级为单位工程,第三级为分部工程。

编制电力工程建设预算时,对各级项目的工程名称不得任意简化,均应按照《火力发电工程建设预算编制与计算标准》中的全名填写。



### 3 电力建设项目经济评价办法

#### 3.1 适用范围

电力建设项目经济评价办法适用于各种投资主体的大型、中型和小型及新建和扩建的火力发电项目；其他包括生物质能发电项目、垃圾发电项目可参照使用。

#### 3.2 财务分析方法

财务分析通过编制财务分析辅助报表、财务分析基本报表、计算财务指标、分析项目的盈利能力、偿债能力和财务生存能力，判断项目的财务可接受性，为项目决策提供依据。

通过财务效益与费用估算及资金筹措计划编制财务分析辅助报表，包括流动资金估算表，投资使用计划与资金筹措表，借款还本付息计划表，固定资产折旧、无形资产及其他资产摊销估算表和总成本费用估算表。

##### 3.2.1 项目总投资

项目总投资指火力发电项目自前期工作开始至项目全部建成投产运营所需要投入的资金总额，包括工程动态投资（含工程静态投资、涨价预备费、建设期利息等）和生产流动资金。项目总投资反映项目的投资规模，分别形成固定资产、无形资产、其他资产以及流动资产。

工程动态投资按形成资产法分类，可以分为固定资产投资、无形资产投资和其他资产投资。固定资产投资指项目投产时直接形成固定资产的建设投资，包括工程费用和工程建设其他费用中按规定形成固定资产的费用；无形资产投资指直接形成无形资产的建设投资，主要是专利权、非专利技术、商标权、土地使用权和商誉等；其他资产投资指建设投资中除形成固定资产和无形资产以外的部分，如生产准备及开办费等。

##### 3.2.2 建设期利息

建设期利息指筹措债务时在建设期内发生并按规定允许资本化部分的利息。

##### 3.2.3 生产流动资金

生产流动资金指火力发电项目为正常生产运行，维持生产所占用的，用于购买燃料、材料、备品备件和支付工资所需要的全部周转资金。生产流动资金在机组投产的前一年安排投入。生产流动资金的来源包括自有流动资金和流动资金借款两部分。

##### 3.2.4 项目资本金

建设项目资金分为资本金和债务资金。资本金指在项目总投资中，由投资者认缴的出资额；债务资金，指项目总投资中以负债方式从金融机构、证券市场等资本市场取得的资金。项目资本金占建设项目资金的比例应符合国家法定的资本金制度。项目法人在筹措债务资金时，应明确债务条件，包括利率、宽限期、偿还期、偿还方式及担保方式等。建设项目资金的使用应根据项目的建设工期合理安排，明确资本金和债务资金的分年使用额度。

##### 3.2.5 销售收入

销售收入指销售产品所获得的收入。电力行业的销售收入主要包括售电收入、供热收入及其他产品收入。

##### 3.2.6 总成本费用

总成本费用指火力发电项目在生产经营过程中发生的物质消耗、劳动报酬及各项费用。评价中应根据电力行业的有关规定及特点确定，总成本费用包括生产成本和财务费用两

部分。

总成本费用可分解为固定成本和可变成本。固定成本指在一定范围内与电、热产量变化无关，其费用总量固定的成本，一般包括折旧费、摊销费、工资及福利费、修理费、财务费用及其他费用；可变成本指随电、热产量变化而变化的成本，主要包括燃料费、用水费、材料费、脱硫剂费用、脱硝剂费用、排污费用。

##### 3.2.7 生产成本

生产成本包括燃料费、用水费、材料费、工资及福利费、折旧费、摊销费、修理费、脱硫剂费用、脱硝剂费用、排污费用及其他费用等，同时要求计算电力和热力的单位生产成本。

##### 3.2.8 财务费用

财务费用指企业为筹集债务资金而发生的费用，主要包括长期借款利息、流动资金借款利息和短期借款利息等。对热电联产项目，应按投资分摊比进行分摊。

##### 3.2.9 经营成本

经营成本是项目财务分析中所使用的特定概念，包括燃料费、用水费、材料费、工资及福利费、修理费、脱硫剂费用、脱硝剂费用、排污费用及其他费用。

##### 3.2.10 税费

财务分析涉及的税费主要包括增值税、城市维护建设税和教育费附加、企业所得税。火力发电项目财务分析采用不含（增值）税价格的计价方式。

##### 3.2.11 财务分析报表

在完成财务分析辅助报表的基础上，应编制财务分析基本报表，计算财务指标。财务分析基本报表包括现金流量表、利润与利润分配表、财务计划现金流量表和资产负债表。

现金流量表是反映项目在建设和运营整个计算期内各年的现金流入和流出，进行资金的时间因素折现计算的报表，包括项目投资现金流量表、项目资本金现金流量表和投资各方现金流量表。

##### 3.2.12 盈利能力分析

盈利能力分析的主要指标包括财务内部收益率（FIRR）、财务净现值（FNPV）、项目投资回收期、总投资收益率（ROI）、项目资本金净利润率（ROE）。

##### 3.2.13 偿债能力分析

偿债能力分析的主要指标包括利息备付率（ICR）、偿债备付率（DSCR）、资产负债率（LOAR）、流动比率和速动比率。

##### 3.2.14 不确定性分析

不确定性分析指分析不确定性因素变化对财务指标的影响，主要包括盈亏平衡分析和敏感性分析。

## 4 控制工程造价办法

### 4.1 限额设计

实行限额设计是使各阶段设计不仅在质量上、进度上，而且在投资上处于受控状态，使工程设计控制在投资限额之内，实现在设计阶段有效地控制工程造价的目标。

限额设计的控制对象是影响工程设计静态投资（或基础价）的建筑工程、设备及安装工程设计。

投资分解和工程量控制是实行限额设计的有效途径和主要方法。首先是将上阶段设计审定的投资额和工程量先行分解到各专业，然后再分解到各单位工程和分部工程。对投资

分解和控制的工程量采用限额设计任务书（见附表一）的形式下达给各专业。设计人员依照限额设计任务书下达的投资额和控制工程量作为设计的限额，要坚持“先算后画”，即先算好工程量和投资账由设总协调后再画图。

限额设计分初步设计和施工图设计（含施工阶段设计变更管理）两个阶段进行。

#### 4.1.1 初步设计阶段

初步设计阶段应按照审定的可行性研究阶段的投资估算进行限额设计。投资分解和工程量控制的基本划分一般为专业和单位工程，并应做到与投资估算中的表二相一致。其中的基本预备费与其他费用不进行分解。

初步设计阶段的限额设计工程量应以可行性研究阶段审定的设计工程量和材质标准为依据；在可行性研究阶段不易确定的某些工程量，可参照参考设计和通用设计或同类建成工程的实物工程量确定。工程量控制的主要内容包括建筑工程的结构形式、设计标准、体积、面积、长度（高度）和三材总量等，主机及主要辅机数量、型号等，安装工程的各类管道重量（含管件、阀门、支吊架）、全厂保温（含炉墙砌筑）和保护层数量、各类电缆长度、桥架重量、封闭母线长度和重量等。

对由于初步设计阶段的主要设计方案（包括总体规划、煤、灰、水、路、码头、地基处理等建厂条件，主机及主要辅机选型，电气主接线，控制方式等）与可行性研究阶段的工程设想方案相比发生重大变化所增加的投资，应本着节约的原则，在概算静态投资不大于同年度估算投资的110%的前提下，经过方案优化、评审，报项目法人同意后，方可列入工程概算。

在初步设计阶段，如因采用新技术、新设备、新工艺确能降低运行成本又符合“安全、可靠、经济、适用、符合国情”的原则，而使工程投资有所增加，或因可行性研究阶段深度不够，造成初步设计阶段修改方案而增加投资，应在经济技术综合评价论证是可行的前提下，投资分解时予以解决在初步设计阶段的限额设计中，各专业设计人员应强化控制工程造价意识，在拟订设计原则、技术方案和选择设备材料过程中，严格按限额设计所分解的投资额和控制工程量进行设计，并以单位工程为考核单元，事先做好专业内部平衡调整，提出节约投资的措施，力求将造价和工程量控制在限额范围之内。

#### 4.1.2 施工图设计阶段

施工图设计阶段应按照初步设计审定的概算书进行限额设计。投资分解和工程量控制的项目划分应与概算书表三相一致，条件具备时，主要项目也可按施工图卷册进行投资分解与工程量控制。

施工图阶段限额设计的重点应放在工程量控制上，控制工程量应以初步设计审定的概算书为依据。控制工程量一经审定，即作为施工图设计工程量的最高限额，不得突破。

施工图设计阶段的限额设计工程量主要包括审定的建筑安装工程的实物工程量、设计标准、材料规格、设备型号及单价表、工艺系统构成、方案组合等综合结果。为便于设计人员掌握投资情况并及时实施控制，在进行单位工程投资分解时，仅分解到基本直接费。其他直接费、间接费、计划利润及税金等由技经人员事先扣减，不纳入限额设计。

在投资分解时不对初步设计概算的基本预备费进行分解；施工图设计与初步设计间的年份差异影响，在投资分解时不予考虑，均以初步设计时的价格水平为准。

施工图卷册设计完成时，主设计人和分册负责人应报出各单位工程的工程量实际发生数，如因设计原因造成某一单

位工程或分部工程量超过控制数时，则由技经人员协助设总进行专业内部平衡或修改设计。

在施工图限额设计阶段，应严格按照已审定的初设方案进行设计，凡涉及技术政策标准的更改或原审批方案的重大变化，以及50万元及以上的重大设计变更，需报原审批单位批准后，方可开展施工图设计。重大设计变更引起的投资增加应另行单独计列，但静态投资不应因重大设计变更而突破审定的控制范围，使预算静态投资控制在同年度概算投资内。

限额设计应贯穿于设计工作全过程。在工程施工阶段，技经工代应参加项目实施的全过程，并做到严格把关。由设计变更产生的新增投资额不得超过基本预备费的1/3，并应以限额设计范围内工程发生的总投资数不超过限额设计的总投资限额为原则。

#### 4.2 限额设计参考造价指标

限额设计参考造价指标每年编制一次，主要内容包括参考造价指标，主要工程量，主机、主要辅机设备价格，主要材料价格，基本技术组合方案和调整模块方案，结算性造价指数及参考电价。

##### 4.2.1 主要作用

- (1) 作为国家主管部门动态管理的依据。
- (2) 作为设计部门编制可行性研究投资估算、初步设计概算及进行对比分析的参考。
- (3) 作为主管机关核准项目时对申请核准报告的投资估算和编报设计任务书投资估算的参考。
- (4) 作为各发电公司编制宏观规划的参考资料。
- (5) 作为项目法人控制工程投资的参考。

##### 4.2.2 2×300MW 燃煤机组 1994~2005 年限额设计造价变化趋势（见图 2.13-1 及表 2.13-2）

表 2.13-2 2×300MW 燃煤机组 1994~2005 年

限额设计造价变化趋势					元/kW
年份	建筑工程费	设备购置费	安装工程费	其他费用	合计
1994	1263.8	1527.1	728.5	534.8	4054.3
1995	1311.1	1611.5	758.0	565.8	4246.4
1996	1309.7	1681.1	755.7	593.8	4340.3
1997	1286.0	1752.0	787.0	698.0	4524.0
1998	1267.9	1748.2	781.8	705.7	4503.6
1999	1211.3	1658.0	719.6	702.4	4291.3
2000	1182.5	1622.9	709.0	690.7	4249.0
2001	1138.1	1658.2	669.4	678.6	4144.3
2002	1140.1	1696.2	652.9	697.8	4187.0
2003	1208.9	2037.1	740.0	753.4	4739.4
2004	1199.0	2134.0	774.0	746.0	4853.0
2005	1049.0	2066.0	787.0	694.0	4596.0

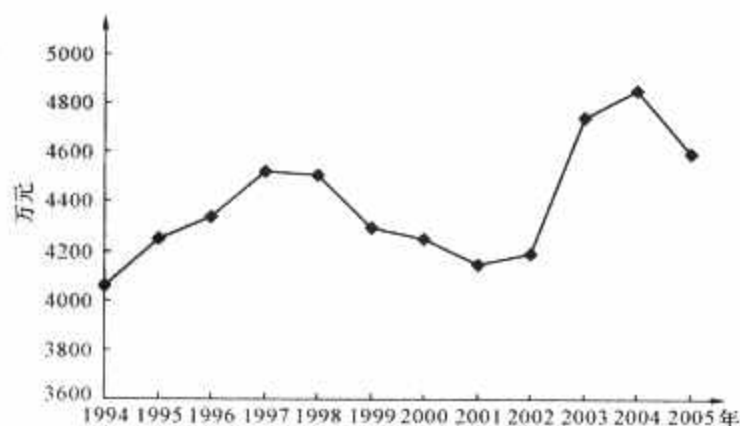


图 2.13-1 2×300MW 燃煤机组 1994~2005 年限额设计结算性造价指数变化趋势



4.2.3 2×600MW 燃煤机组 1994~2005 年限额设计造价变化趋势 (见图 2.13-2 及表 2.13-3)

表 2.13-3 2×600MW 燃煤机组 1994~2005 年限额设计造价变化趋势 元/kW

年份	建筑工程费	设备购置费	安装工程费	其他费用	合计
1994	893.5	1475.1	697.0	401.7	3467.3
1995	914.1	1560.2	727.8	425.2	3627.4
1996	911.8	1577.6	725.3	449.7	3664.4
1997	895.0	1589.0	715.0	536.0	3735.0
1998	877.9	1589.0	705.2	539.8	3711.9
1999	850.8	1539.03	650.1	533.7	3573.9
2000	834.5	1411.0	645.7	526.7	3417.9
2001	805.0	1422.0	610.4	518.1	3355.5
2002	806.3	1516.8	591.3	534.4	3448.8
2003	869.3	1768.6	665.3	580.8	3884.0
2004	841.0	1908.0	737.0	588.0	4074.0
2005	827.0	1823.0	747.0	521.0	3918.0

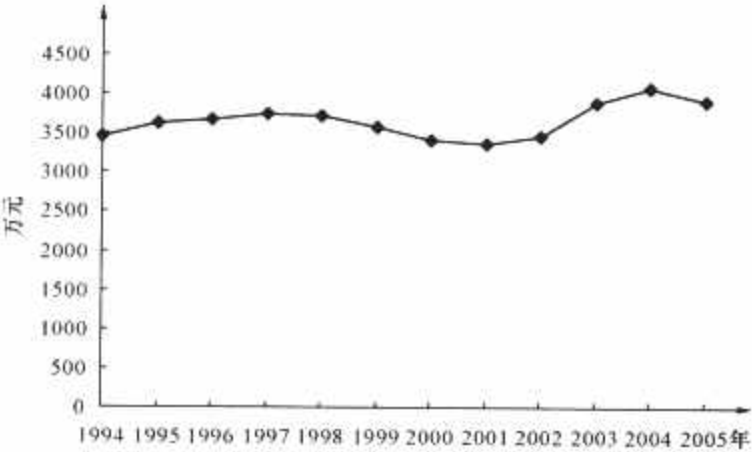


图 2.13-2 2×600MW 燃煤机组 1994~2005 年限额设计结算性造价指数变化趋势

# 第14章 空冷发电厂

## 1 概述

本章编写的范围仅涉及空冷发电厂设计与常规火力发电厂（湿冷机组）的不同部分，未涉及的部分请参见本篇第1章至第13章相关内容。

### 1.1 空冷发电技术的特点

空冷发电技术，是利用环境空气直接或间接冷却汽轮机的排汽的节水型发电技术。空冷发电厂一般建设在富煤缺水的地区，近几年在我国北方干旱的“三北”（华北、西北和东北）地区，利用空冷发电技术建设了一大批大型空冷发电厂，推动了该地区电力工业的迅猛发展。

#### 1.1.1 空冷发电厂节水效果显著

采用循环供水的湿冷发电厂水耗指标为每百万千瓦0.6~0.8m³/s，其中70%~80%通过冷却塔损失掉，而空冷发电厂每百万千瓦的水耗指标小于0.2m³/s。

#### 1.1.2 空冷机组煤耗高

由于空冷装置的传热端差大，加之受大气温度变化的影响，空冷汽轮机背压高、背压变化幅度大，直接空冷机组的背压变化范围一般为8.5~35kPa（a），最高可达60kPa（a）左右，间接空冷机组的背压一般在6.0~35kPa（a）之间变化。

汽轮机背压高、循环效率低，一般情况下，空冷汽轮机的年加权平均效率比同参数、同容量等级的湿冷汽轮机低5%左右。空冷机组年加权平均供电标准煤耗比同参数、同容量等级的湿冷机组多10~20g/kWh。

#### 1.1.3 空冷发电厂初投资大

空冷发电厂比湿冷发电厂初投资大10%~12%。由于空冷技术是利用空气直接或间接冷却汽轮机的乏汽，而空气的换热系数低，造成空冷装置的冷却面积庞大，设备费用高，初投资大。空冷设备成为电厂中除锅炉、汽轮机、发电机之外的第四个重大设备。

### 1.2 空冷系统的适用性

发电厂空冷技术适用于各种燃煤汽轮发电机组（包括亚临界、超临界、超超临界机组，纯凝机组和供热机组），也可用于核机组、燃气轮机联合循环机组等。空冷技术还可用于工业汽轮机乏汽的冷却及石油化工等行业对热介质的冷却。

空冷发电厂的空冷系统分为两大类、三种基本形式，即直接空冷系统和间接空冷系统两类。间接空冷系统又可分表面式凝汽器间接空冷系统和混合式凝汽器间接空冷系统。三种空冷系统都是成熟的，在工程中可根据厂址的气象条件，环境因素等，因地制宜地选用。

## 2 空冷发电厂厂址选择及厂区规划的特殊要求

### 2.1 厂址选择

#### 2.1.1 厂址选择的主要特点

空冷发电厂的煤耗高、水耗量少，厂址适合于选择在缺

水的地区，避免了发电厂必须靠近水源的问题。

直接空冷发电厂的厂址应离开对噪声敏感的建（构）筑物（如居民住宅区、学校等）一定的距离，以满足环保的要求。

厂址选择要注意对气象情况的调查和资料的搜集，在山区时要特别注意山区地形对气象要素的影响，也要考虑空冷电厂对当地小气候的影响问题。

#### 2.1.2 用水指标及水源的选择

空冷发电厂的耗水指标一般为每百万千瓦不超过0.2m³/s。目前，国内一些电厂已能做到：当采用湿法脱硫时每百万千瓦水耗小于0.15m³/s，当采用干法脱硫时每百万千瓦水耗小于0.12m³/s。

空冷发电厂的水资源与湿冷发电厂一样，可采用煤矿疏干水、城市再生水和地表水。

#### 2.1.3 厂址选择时应重点收集和整理的气象资料

##### 2.1.3.1 典型年“气温一小时”分布资料

收集厂址附近气象站的近5年“气温一小时”的分布资料，取其有代表性的平均“气温一小时”分布作为该电厂的“典型年”的气温分布资料。然后，根据电厂负荷性质及调度曲线整理出不同负荷的“气温一小时”分配表作为空冷系统优化的气温统计资料，见表2.14-1。

表 2.14-1 典型年“气温一小时”及运行小时分布

温度 (℃)	全年 小时数 (h)	递增 累积数 (h)	递减 累积数 (h)	运行工况 (h)			运行 小时数 (h)	利用 小时数 (h)
				100%	75%	50%		
-30	≤-30	0	0	8760	0	0	0	
-28	-27.0~ -28.9	1	1	8759	0	0	1	0.5
-26	-25.0~ -26.9	3	4	8756	0	1	2	1.75
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
37	37.0~37.9	1	8759	1	0	0	1	1
38	≥38	0	8760	0	0	0	0	0

##### 2.1.3.2 近10年的风速、风频资料

当采用直接空冷系统时，还应收集厂址处大气环流变化资料，不能使用上述的“典型年”的风速、风频资料，从统计学的角度看，近10年的大气环流变化才具代表性，并且需统计10年16个方位的最大风速及10年中4m/s及以上风速在不同方位出现的次数（按小时计，每1小时算作1次，2个小时的持续大风计作2次）；还需给出近10年热季（6、7、8月）16个方位的大气环流变化资料，并绘制全年、夏季、冬季的风玫瑰图。

##### 2.1.3.3 山区电厂气象资料的收集

山区的直接空冷发电厂，由于地形、地貌的变化对大气环流的影响，附近气象台（站）的气象资料，不足以代表厂址处的实际情况，应在“可行性研究”审定后，在推荐厂址的场地中选择合理的、有代表性的位置设立气象观测站。测



量数据的标高原则上宜按直接空冷装置上方的高度确定。300MW、600MW 机组宜设在 50m 高度上,且至少有一个完整年的测量数据资料,还应将观测的资料与附近气象台(站)同期资料相关联,以尽可能推出厂址近 10 年大气环流变化的参考资料。

## 2.2 总平面布置时要注意的问题

### 2.2.1 直接空冷发电厂的总平面布置

(1) 空冷平台布置。为了尽量减少汽轮机排汽管道长度和排汽压降,大型燃煤机组的直接空冷发电厂一般将空冷平台紧靠主厂房 A 列,与主厂房平行布置,其布置方位宜面向夏季主导盛行风向,并以炉后的风频、风速最小为宜,尽量避免炉后有较大的风速,并结合进厂铁路、公路、出线等条件合理确定主厂房及空冷平台的方位。对风环境变化较复杂的厂址,应详细分析高气温条件下的风环境对空冷系统散热的影响,并采取有效措施减少不利风向风速对空冷系统散热的影响。

(2) 主厂房布置。直接空冷发电厂宜采用同容量机组,一次规划分期建设,并根据风环境变化情况确定主厂房连续建设的台数。根据空冷凝汽器所形成的热空气动力场规模分析,600MW 级空冷机组的主厂房连续建设的台数不宜超过 4 台,再扩建时,主厂房宜脱开布置。在厂区总体规划时可充分利用主厂房脱开的场地设置电厂的辅助建构物。

当两期工程机组容量不同时,由于不同容量机组的空冷凝汽器单元数量不同,风机吸风口高度不同,空冷平台尺寸大小与高度也不相同,两期厂房应脱开合适的距离,以防止相互影响。

湿冷电厂再扩建直接空冷机组时,主厂房宜脱开合适的距离,防止已有厂房及建(构)筑物对空冷系统散热的影响。

(3) 空冷平台设计。空冷平台的高度取决于风机进风断面的大小,与连续建设的机组台数相关,连续建设台数越多,则平台越高,因此电厂规划时必须确定连续建设的机组台数。

直接空冷平台与升压站之间宜设置空冷平台需要的安装检修道路。

(4) 噪声的防护。直接空冷发电厂与湿冷发电厂一样应远离对噪声要求严格的建构物。直接空冷系统风机群的噪声应符合 GB 12348—1990《工业企业厂界噪声标准》和 GB 3096—1993《城市区域环境噪声标准》的要求。有条件时,宜在噪声要求敏感方向的电厂围墙外设立噪声防护区,防护区内不应建设对噪声要求敏感的建(构)筑物,防护区边界的噪声应满足 GB 3096—1993 的要求。设置噪声防护区,应获得当地城市规划部门的同意文件,并经过建设项目环境影响评价部门的批准。

### 2.2.2 间接空冷电厂的总平面布置

间接空冷系统的主厂房布置与湿冷基本相同,但是尚应注意以下问题:

(1) 混合式凝汽器间接空冷系统的循环水泵和水轮机宜布置在主厂房 A 列附近(厂房内或 A 列柱外的毗屋内)。

(2) 表面式凝汽器间接空冷系统的循环水泵一般布置在空冷塔附近。

(3) 间接空冷塔周围应设置安装检修道路。

(4) 间接空冷塔位和塔距应满足空冷塔的进风要求,并宜通过试验确定合理塔距,还需注意塔群效应的影响。

## 3 空冷汽轮机及其热力系统

### 3.1 空冷汽轮机的特点

(1) 空冷汽轮机的排汽是用空气直接或间接的通过表面传热方式来冷却的,汽轮机的背压与大气干球温度(以下称气温)的变化十分敏感,汽轮机的背压随气温变化而变化,一年四季和昼夜的气温变化范围大,因而,汽轮机背压比湿冷汽轮机高,而且变化频繁。所以,一般采用变工况特性好、刚度大的中等高度的末级叶片,并采用刚性(落地)或半刚性轴承。

空冷汽轮机的年加权平均背压高,年加权平均热效率比湿冷汽轮机低 5% 左右。

(2) 空冷汽轮机是在湿冷汽轮机模块的基础上发展起来的。空冷汽轮机的组合方式有以下两种:

1) 采用成熟的相同容量等级的湿冷机组的高、中压缸模块,不改变原型机的最大进汽量,仅改变低压模块,机组出力比湿冷汽轮机有所降低。这样,不但技术成熟,而且汽轮机的 VWO 进汽量与同等级湿冷机组基本相同,相应的辅机和附属设备也都是成熟的,有利于空冷汽轮机组的标准化和发电厂设计的规范化。

2) 增加高、中压缸模块的通流能力,即加大汽轮机的进汽量,以增大高、中压缸的出力来补偿低压缸因高背压引起的功率减小。锅炉容量也相应要加大,汽轮机的配套辅机也需要改变。

从机组的安全性、可靠性出发,宜采用第一种空冷汽轮机的组合方式。

应根据电厂的气象条件、经济因素、运行模式和空冷系统的特点,优化空冷汽轮机末级叶片和低压缸的尾部设计。

### 3.2 空冷汽轮机的功率及背压的选择

#### 3.2.1 空冷汽轮机功率的定义

GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》对汽轮机功率的定义有明确的界定,但随着市场的发展和需要,湿冷机组的额定功率定义也根据工程具体自然条件(冷却水温)有了变化,已经可以由供需双方商定。空冷汽轮机与气象的关系更为密切,目前对空冷机组功率(特别是额定功率)的定义还没有形成统一认识,有的沿用湿冷机组定义,仍用额定功率(TRL)、最大连续功率(TMCR)和热耗率验收功率(THA)三者标志;有的认为只用类似(TMCR)一种功率来标志即可。

沿用 GB/T 5578—2007,湿冷机组规定的三种功率条件对空冷汽轮机的功率定义如下:

##### 3.2.1.1 额定功率(TRL)

在额定的新蒸汽参数,额定的再热蒸汽参数以及规定的背压、补水率的条件下,不超过规定寿命时,发电机端子处的保证连续功率。该功率一般为铭牌功率。

注:此处背压应考虑冷却介质在全年最高温度下的冷端参数优化。

##### 3.2.1.2 最大连续功率(TMCR)

在额定的新蒸汽参数,额定的再热蒸汽参数、规定的背压以及补水率为零的条件下,不超过规定寿命时,发电机端子处的保证连续功率。该功率一般大于铭牌功率。调节阀不必全部开足。

注:此处背压应考虑冷却介质的全年平均温度。

##### 3.2.1.3 热耗率验收功率(THA)

热耗率验收功率 (THA) 是指在额定主蒸汽及再热蒸汽参数下, 主蒸汽流量与额定进汽量不相同, 年加权平均背压, 补给水率为 0% 及回热系统正常投入, 并且供方能保证在寿命期内安全连续地运行, 扣除非同轴励磁润滑及密封油泵等的功耗, 在额定功率因数、额定氢压 (氢冷发电机) 下发电机端输出额定功率。此工况下的热耗率一般作为汽轮机验收保证值。

### 3.2.2 空冷汽轮机背压选择

空冷机组的铭牌功率大小取决于空冷汽轮机的特性和空冷装置的容量。当汽轮机最大的进汽量确定以后, 重点在于优化末级叶片和低压缸的尾部结构。当汽轮机末级叶片确定后, 可根据末级叶片的特性确定汽轮机在额定进汽量条件下达到满发的背压最高值。

#### 3.2.2.1 空冷汽轮机 (TRL) 背压的选择

空冷汽轮机铭牌功率的背压和大气的干球温度与汽轮机的末级叶片的特性相关, 同时受凝结水精处理树脂耐温的限制。

我国的电源结构是以燃煤机组为主, 电网缺乏调峰容量, 峰谷差较大, 特别是夏季的峰谷差更大, 因此要求空冷机组在高气温的夏季尽量多带负荷。但对于空冷机组, 若在高气温时与湿冷机组同等其他条件下要求满发额定功率, 就必然造成空冷装置很庞大, 投资增加很多, 而年利用率很低, 技术经济分析并不合理, 在工程中应权衡两者的关系。

从凝结水精处理树脂耐温的限制条件看, 树脂的额定耐温为  $70^{\circ}\text{C}$ 。当汽轮机背压为  $33\text{kPa (a)}$  时, 饱和蒸汽温度约为  $71.3^{\circ}\text{C}$ , 由于凝汽器的过冷度不同, 直接空冷的凝结水温约为  $70^{\circ}\text{C}$ , 表面式凝汽器的凝结水温约为  $69^{\circ}\text{C}$ , 混合式凝汽器的凝结水温约为  $70.5^{\circ}\text{C}$ ; 当汽轮机背压为  $35\text{kPa (a)}$  时, 饱和蒸汽温度为  $72.65^{\circ}\text{C}$ , 三种凝汽器的凝结水温约为  $71.5^{\circ}\text{C}$ 、 $70^{\circ}\text{C}$  和  $72^{\circ}\text{C}$ 。

在考虑机组的设计制造误差及老化需要, 利用汽轮机最大的进汽量 (VWO 流量) 时, 汽轮机正常运行的最高背压宜控制在  $35\text{kPa (a)}$  左右 (最高凝结水温不超过  $73^{\circ}\text{C}$ )。

因此, 对于空冷汽轮机的铭牌功率, 宜以额定进汽量 (建议按 VWO 流量除以 1.03) 的铭牌功率来确定 TRL 的背压。当汽轮机 TRL 的背压确定以后, 机组在夏季的功率特性可根据地区电网的情况及空冷机组的运行特点与业主商定, 并通过空冷系统的优化, 合理地确定空冷装置的规模。

#### 3.2.2.2 热耗考核功率 (THA) 背压的选择

根据空冷电厂的“典型年气温—小时分布”及初步优化的空冷方案中汽轮机的背压随气温的变化规律, 求得汽轮机的年加权平均背压, 作为空冷汽轮机热耗考核工况 (THA) 的背压。汽轮机最大连续功率工况 (TMCR) 及汽轮机阀门全开工况 (VWO) 的背压可近似等于 THA 的背压。

#### 3.2.2.3 空冷汽轮机的最低运行背压

为充分利用空冷电厂所在地的气温一般较低, 且持续时间长的特点, 使空冷汽轮机的最低运行背压尽可能低, 以提高空冷电站的运行经济性, 目前, 我国的直接空冷最低运行背压一般控制在  $8.5\text{kPa (a)}$  左右, 间接空冷机组最低运行背压一般控制在  $6\text{kPa (a)}$  左右。

#### 3.2.2.4 空冷汽轮机的阻塞背压

空冷汽轮机的阻塞背压是指在 TMCR 流量条件下, 通过末级叶片的排汽 (容积流量) 流速接近当地声速时的背压值。汽轮机的阻塞背压与流量相关, 不同的容积流量有不同的阻塞背压值, 为了规范汽轮机的技术条件, 这里特指 TMCR 流量条件下的阻塞背压值。空冷汽轮机的阻塞背压应小于汽轮机的最低运行背压。

### 3.2.3 空冷汽轮机铭牌功率的标定

根据 3.2.2.1 项, 当 TRL 的背压确定以后, 汽轮机的铭牌功率就基本确定了。不同电厂的气象条件及经济因素等所优化的 THA 的背压是不同的, 空冷系统和空冷装置的规模也不尽相同。因此, 在 VWO 流量不变的条件下, 由于 THA 的背压不同, 机组年加权平均热耗是不相同的, 年加权平均发、供电煤耗也不相同。但汽轮机的铭牌出力是基本相同的, 这有利于空冷机组的标准化和系列化, 机组的安全性、可靠性和经济性得到了保证。

例如, 某电厂采用成熟的超临界  $660\text{MW}$  湿冷汽轮机高中压缸, 原配锅炉容量 (BMCR)  $2040\text{t/h}$  除以 1.03 之后, 得到额定流量为  $1980.6\text{t/h}$ 。根据汽轮机末级叶片的特性, 在额定流量条件下, 采用电动给水泵, 汽轮机 TRL 的背压为  $25\text{kPa (a)}$  时, 对应汽轮机的最高背压 (BMCR 流量时) 为  $35.5\text{kPa (a)}$ , 毛出力约为  $647\text{MW}$ , 净出力为  $624\text{MW}$ , 汽轮机的铭牌出力可标定为  $660/647\text{MW}$  ( $660\text{MW}$  为原型机的铭牌功率); 当采用汽动给水泵, TRL 的背压为  $25\text{kPa (a)}$  时, 对应 BMCR 流量的背压为  $35\text{kPa (a)}$ , 汽轮机的净出力为  $621\text{MW}$ , 汽轮机的铭牌出力可标定为  $660/621\text{MW}$ 。汽轮机的最低运行背压为  $6\text{kPa (a)}$ , 年加权平均背压约为  $13.7\text{kPa (a)}$ , 锅炉最大连续蒸发量为  $2040\text{t/h}$ , 发电机容量不变。由此可以看出, 不论采用哪种给水泵, 机组的对外供电能力基本不会改变, 供电煤耗也基本相同。

### 3.3 空冷汽轮机热力系统的特点

(1) 为了尽可能降低耗水量, 亚临界  $600\text{MW}$  及以下空冷机组推荐采用  $3\times 50\%$  电动调速给水泵,  $600\text{MW}$  级超临界及以下的空冷机组因给水泵电动机和液力耦合器的配套原因, 可采用  $3\times 35\%$  电动给水泵 (不设备用泵), 也可采用汽动给水泵。汽动给水泵的冷却方式可采用间接空冷系统, 也可采用湿冷系统。

(2) 空冷汽轮机的背压高, 抽汽回热系统的级数应通过优化确定。

(3) 直接空冷系统宜采用“带凝结水箱的排汽装置”, 也可采用独立的凝结水箱和疏水箱、疏水泵的凝结水系统。

(4) 空冷汽轮机的抽真空设备可采用水环真空泵, 台数及容量应根据空冷系统形式及机组容量确定。

(5) 直接空冷机组的旁路容量除满足机组启动要求外, 还应满足汽轮机冷态启动时空冷系统在低气温条件下的防冻要求。

(6) 间接空冷系统可根据工程的具体情况, 通过优化确定采用混合式凝汽器间接空冷系统或表面式凝汽器间接空冷系统。

## 4 主厂房布置

### 4.1 锅炉房和煤仓间布置

锅炉房和煤仓间布置与常规火力发电厂相同。

### 4.2 汽机房布置

#### 4.2.1 汽机房布置

采用直接空冷系统的电厂, 为了方便汽轮机的排汽管道的引出, 汽轮发电机组采用纵向布置。汽机房的长度与 A 列柱外空冷岛的布置相协调。

采用表面式凝汽器间接空冷系统时, 汽机房的布置除采用电动给水泵之外, 基本与常规机组布置相同。



采用混合式凝汽器间接空冷系统时,循环水泵和水轮机一般布置在汽机房A列内(对200MW机组)或布置在A列柱外的毗屋内(对300MW及以上机组)。

汽机房跨度,对300MW和600MW机组,一般均为27m。

汽机房柱距及长度,应与锅炉房、煤仓间布置相协调。

#### 4.2.2 除氧间的布置

一般情况下,电动调速给水泵布置在除氧间零米层,泵的上方应设置起吊装置。高、低压加热器及除氧器布置在除氧间以上各层。

#### 4.2.3 直接空冷系统的凝结水回收装置的布置

(1)当采用独立的凝结水箱、疏水箱和疏水泵的凝结水系统时,凝结水箱一般布置在A列柱外的毗屋内,疏水箱主要是接受汽轮机本体疏水扩容器的启动疏水,属于真空设备,一般与疏水泵布置在低压缸排汽弯管的下方,需采用独立的汽轮机本体疏水扩容器。

(2)当采用“带凝结水箱的排汽装置组合”时,排汽装置组合布置在低压缸下部(湿冷汽轮机凝汽器的位置),疏水扩容器布置在该排汽装置的侧面。

### 4.3 参考布置简介

由于直接空冷系统的空冷平台长度需与主厂房长度相协调,600MW级的空冷平台( $8 \times 7 = 56$ 台风机)总长为 $8 \times 11.4\text{m} = 91.2\text{m}$ ,伸缩缝为0.6m,两台机的空冷凝汽器纵向中心距离为91.8m。汽机房采用10m柱距,两台600MW机组主厂房总长为171.8m(伸缩缝为1.8m),两台机的低压缸中心距为 $9 \times 10\text{m} + 1.8\text{m} = 91.8\text{m}$ ,与空冷平台的布置相协调。空冷平台两端比主厂房长出5.6m。再扩建时,两期之间需加一跨( $10\text{m} + 1.8\text{m} = 11.8\text{m}$ )即能满足与空冷平台相协调的要求。

### 4.4 主要参考数据

以某亚临界600MW直接空冷机组为例,介绍空冷机组主要参考数据。

#### 4.4.1 机、炉、电间的匹配关系

(1)锅炉最大连续出力(BMCR)与汽轮机最大进汽量(VWO)相匹配,为2060t/h。

(2)汽轮机额定进汽量约为VWO流量的1/1.03,本工程额定流量为1970t/h。

(3)发电机沿用原湿冷容量,额定功率为600MW,额定容量为667MVA,最大连续输出功率为655.2MW,最大连续输出容量为728MVA。

#### 4.4.2 汽轮机铭牌功率(TRL)

气温为30℃,背压为30kPa(a);汽轮机热耗考核工况(THA)功率为600MW,背压为15kPa(a),保证热耗率为8040kJ/kWh(电动给水泵)。汽轮机功率为600MW时的阻塞背压为6kPa(a)。

#### 4.4.3 空冷系统应满足额定功率(TRL)参数要求

气温为30℃,背压为30kPa(a),初始温度为39℃,空冷系统采用单排管,散热量为783MW,最大散热量为850MW。空冷散热器总散热面积为1533648m<sup>2</sup>,迎面风速为2.3m/s,空冷单元数为56个,顺流单元为40个,逆流单元为16个(逆流单元中含部分顺流管束)。顺逆流之比为27:8=3.375:1。采用变频风机,风机余量为10%。通过实际运行,空冷系统满足设计要求。

## 5 空冷系统及设备

### 5.1 空冷系统的选择

#### 5.1.1 空冷系统的形式及特点

##### 5.1.1.1 直接空冷系统

直接空冷系统具有初投资低,系统结构简单,运行简便,占地面积小,自动化程度较高,维护工作量小,防冻性能好等优点,寒冷地区厂址宜优先采用。但直接空冷系统运行背压高,对风向风速极其敏感,大风容易造成机组负荷较大的波动,特别是在高气温高背压时不利方向的大风容易造成机组跳闸,带来直接经济损失。因此,应根据厂址近10年的大气环流变化情况合理地选择空冷系统。

##### 5.1.1.2 混合式凝汽器间接空冷系统(海勒系统)

混合式凝汽器间接空冷系统(海勒系统)初投资略高于直接空冷系统10%左右,汽轮机运行背压低于直接空冷,大风对冷却系统的影响小于直接空冷,对机组的负荷波动影响也较小,年发电量略大于直接空冷。但间接空冷系统占地面积大,防冻性能较差,寒冷地区冬季运行维护工作量较大。因循环水和凝结水是同一水质,为中性的除盐水,炉水品质要求严格,pH值控制在6.7~7.5之间。

##### 5.1.1.3 表面式凝汽器间接空冷系统

表面式凝汽器间接空冷系统初投资高,比直接空冷系统一般多15%~20%,机组运行背压低,年发电量略大于直接空冷,对风的敏感性较小,机组负荷较稳定,循环水和凝结水分离,循环水可采用软化水或除盐水。但占地面积大,空冷塔直径比海勒系统略大些,防冻性能较差,寒冷地区冬季运行维护工作量较大。

##### 5.1.1.4 空冷系统的其他组合形式

(1)在阳城电厂600MW工程中采用了表面式凝汽器福哥散热器间接空冷系统,称作SC-AI间接空冷系统。该系统既采用了上述表面式凝汽器空冷系统的优点——循环水与凝结水分离(无需中性水)及取消了水轮机,采用常规的循环水泵;又利用了海勒系统的长处——铝合金散热器效率较高和空冷塔体积较小,无需充氮保护系统。

(2)其他组合系统。国外小机组有采用干湿联合冷却系统、机械通风间接空冷系统、自然和机械联合通风间接空冷系统等。至于自然通风直接空冷系统在理论上是可行的,但还没有应用业绩。

### 5.1.2 空冷系统的选择

空冷系统的选择应根据厂址的自然条件、厂址条件(气象、地形、环境等)、运行经济性、初投资等因素因地制宜地选用,应考虑的主要因素如下:

(1)厂址的自然条件。严寒程度及持续的时间;大气环流变化情况,尤其夏季风向风速变化情况等。

(2)厂址条件。场地是否开阔;厂区周边对环境噪声的要求等。

(3)运行经济性。煤耗及煤价;对发、供电量的要求等。

(4)初投资。工程允许的初投资额度。

## 5.2 空冷机组的冷端优化

### 5.2.1 冷端优化的目的及内容

冷端优化的目的是寻找合理的汽轮机额定功率及背压与冷却系统形式及合理地投资之间的价格性能比,以求发电厂经济效益的最大化。在不改变汽轮机的最大进汽量条件下,对于直接空冷机组,通过优化确定空冷系统的初始温差

(ITD) 与空冷凝汽器的迎面风速和空冷凝汽器冷却面积之间的最佳组合。对于间接空冷机组, 优化确定凝汽器冷却面积、循环水量及空冷系统的初始温差 (ITD) 所决定的空冷散热器规模、空冷塔形之间的最佳组合。

### 5.2.2 空冷系统的优化方法

空冷系统的优化可采用定功率法 (也称作煤耗法), 也可采用定流量法 (也称微增功率法)。根据我国电网调度的特点, 推荐使用定功率法。空冷系统优化是采用“年费用最小法”, 定功率法是将空冷系统的投资折现到每一年的费用, 在功率不变的条件下, 将不同方案的年供电煤耗量之差, 利用标煤价, 折算成年费用, 还需计其年维护费用等。不同方案的年总费用是不同的, 年总费用最小者为最佳。

### 5.2.3 优化条件

- (1) 厂址的自然条件, 气象条件, 典型年气温一小时分布。
- (2) 机组的负荷模式。
- (3) 建厂的经济因素 (贷款利率, 标煤价, 水价, 计算年限, 除空冷系统外的电厂总投资)。
- (4) 汽轮机的特性数据表。
- (5) 空冷凝汽器或空冷散热器的特性曲线和相关数据资料。
- (6) 电网或业主的特殊要求。
- (7) 其他 (直接空冷: 厂址处近 10 年的风速、风向、风频的资料)。

## 5.3 直接空冷系统的流程、设备和布置

### 5.3.1 直接空冷系统流程

直接空冷系统流程如图 2.14-1 所示。汽轮机排汽通过粗大的排汽管道送到室外的空冷凝汽器内, 轴流冷却风机将冷却空气通过散热器外表面, 将排汽冷凝成水, 凝结水经过凝结水泵送回汽轮机的回热系统。

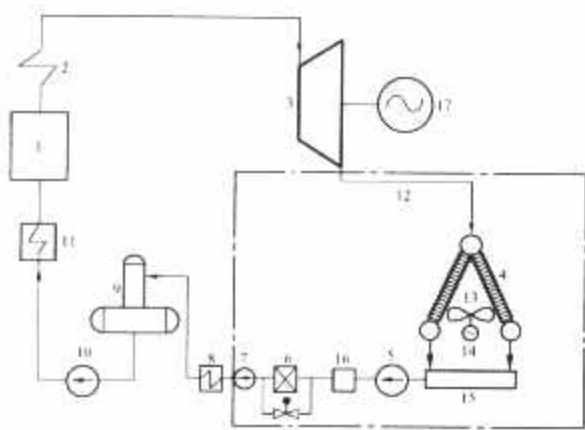


图 2.14-1 直接空冷系统流程

- 1—锅炉; 2—过热器; 3—汽轮机; 4—空冷凝汽器; 5—凝结水泵; 6—凝结水精处理装置; 7—凝结水升压泵; 8—低压加热器; 9—除氧器; 10—给水泵; 11—高压加热器; 12—汽轮机排汽管道; 13—轴流冷却风机; 14—立式电动机; 15—凝结水箱; 16—除铁器; 17—发电机

### 5.3.2 直接空冷系统的设备

(1) 空冷凝汽器。空冷凝汽器由顺流和逆流冷凝管束及轴流冷却风机组成。汽轮机的排汽进入顺流冷却管束, 70%~80% 的蒸汽在顺流管束中凝结, 剩余部分在逆流冷却管束凝结, 不凝结气体从逆流管束顶部抽出。冷却管束可分为单排管束、双排管束和多排管束。单排管束具有抗冻性能好, 系统阻力小, 低气温时汽轮机可以低背压运行 (煤耗低) 等优点, 寒冷地区宜优先采用。

(2) 轴流冷却风机。轴流冷却风机由电动机、齿轮变速箱和风机组成, 风机又根据叶型分为普通型、普通低噪声型、低噪声型和极低噪声型。冷却风机可单速、双速或变频调速。

(3) 抽真空设备。抽真空设备可采用水环真空泵。

(4) 汽轮机排汽管道。汽轮机的排汽通过排汽管道与空冷凝汽器相连接, 排汽的比热容很大, 排汽管道应有足够大的通流面积, 通常亚临界 600MW 空冷机组采用两根直径 6000mm 左右的排汽管道, 300MW 机组为一根。

(5) 凝结水系统装置。国外成熟的凝结水系统是汽轮机的凝结水进入凝结水箱, 并通过凝结水泵送到汽轮机的水循环系统。该系统还设置密闭的疏水箱, 以收集汽轮机启动的疏水等, 并通过疏水泵将疏水送到凝结水箱。该系统在大同第二发电厂已得到应用。

在吸取国外经验的基础上, 根据湿冷机组的运行经验, 从简化凝结水系统运行出发, 我国研制了“带凝结水箱的排汽装置”, 将汽轮机排汽缸下部原湿冷凝结器的位置, 综合汽轮机本体疏水扩容器、排汽弯管和热井为一体, 取消疏水箱疏水泵系统。该装置在托克托电厂三、四期等工程已得到应用。

(6) 供电。

1) 采用电动给水泵时, 300MW 及以下空冷机组厂用电电压宜采用低压 380V 和中压 6kV 两级电压。600MW 及以上空冷机组应根据工程情况, 低压采用 380V、中压则可在 10、6、3kV 中通过技术经济比较后确定。

2) 空冷风机的电压一般为 380V。空冷风机的供电宜按 I 类负荷设计, 宜根据风机群的分组和低压变压器的容量设置 PC 的数量。当风机采用变频器时, 变压器的中性点宜直接接地; 当采用双速风机时, 变压器中性点的接地方式宜与主厂房相一致。空冷风机供电变压器容量计算时, 应按空冷系统可能出现的最大连续运行方式计算, 负荷计算宜按“轴功率法”, 同时率应取为“1”。

(7) 控制系统。

1) 在空冷电站中空冷系统的监控装置是单元机组热工自动化监控系统的一部分, 设计时应在控制水平、布置方式、设备选型、设备接口等方面与单元机组热工自动化系统和设备相一致, 使整个空冷机组的热工自动化系统协调统一。

当空冷系统的监控装置随空冷设备成套供货时, 监控装置也应是技术先进并有成熟经验的系统和产品。当设备选型与机组分散控制系统不一致时, 应设硬接线及通信接口, 实现与单元机组分散控制系统的信息交换。

2) 空冷系统的监视和控制宜纳入单元机组 DCS, 并与单元机组 DCS 共用操作员站; 空冷系统的监控水平应与机组整体自动化水平协调一致。

当空冷系统的监控装置随主设备成套供货并采用 PLC 或专用装置时, 宜在集中控制室内设置单独的操作员站, 且该系统应采用通信方式与 DCS 进行信息交换, 用于空冷机组联锁保护、机组控制等重要信号应采用硬接线的方式送入 DCS。

随主辅设备本体成套供货及装设的检测仪表和执行设备, 应满足机组运行、热工自动化系统的功能及接口技术等要求。

3) 空冷系统应在单元控制室集中控制, 空冷系统不单独设运行值班人员, 由单元机组运行人员完成监视和控制。

空冷系统宜在主设备附近设就地控制设备间, 布置空冷



控制系统的控制柜、PLC 柜（如果有）、I/O 柜、电源柜及用于调试和事故处理的操作员站/工程师站。

### 5.3.3 直接空冷系统的设备布置

(1) 整体布置。大型燃煤空冷电站的空冷凝汽器一般布置在汽机房 A 列柱外的空冷平台上，粗大的排汽管道从汽机房引出后分出若干分支管道与空冷凝汽器顶部的进汽联箱相连接。空冷风机位于 A 字形的下部，空冷凝汽器四周设有挡风墙。空冷平台与汽机房 A 列柱之间布置粗大的排汽管道，空冷平台下部一般布置发电机母线、主变压器及出线、厂用变压器及进线、空冷变压器及电气间，汽机房 A 列柱外运输通道等。要处理好空冷平台柱网与平台下部设备的相互关系及平台柱子与汽机房 A 列柱的相对关系。

(2) 汽机房及空冷平台方位的确定。直接空冷系统对风向风速非常敏感，特别在夏季高温条件下，不利方向的大风容易造成汽轮机跳闸。因此，汽机房及空冷平台一般朝向夏季的主导风向，避免炉后不利方向的大风。

(3) 空冷平台的高度确定。空冷平台的高度是考虑空冷风机的进风断面的需要和主变压器出线电压等级防护距离的要求，还取决于机组容量和连续建设同容量机组的台数。4 台 600MW 直接空冷机组（500kV 电压）的空冷平台高度一般为 45m。

## 5.4 混合式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置

### 5.4.1 混合式凝汽器间接空冷系统

混合式凝汽器间接空冷系统原理如图 2.14-2 所示，系统主要由混合式凝汽器、循环水泵和装有福哥型散热器的空冷塔组成，这个系统也称作海勒系统。海勒系统中的循环冷却水采用高纯度的中性水（ $\text{pH}=6.7\sim 7.5$ ），中性冷却水进入混合式凝汽器（C）直接与汽轮机（T）排汽混合并将其冷凝，受热后的冷却水绝大部分由冷却水循环泵（P）送至空冷塔散热器（D），经与外界空气对流换热冷却后通过调压水轮机或节流阀将冷却水再送至混合式凝汽器进入下一个循环。受热的循环冷却水的少部分经凝结水精处理装置处理后送至汽轮机回热系统。

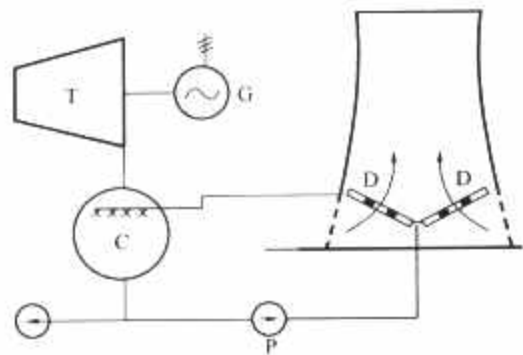


图 2.14-2 混合式凝汽器间接空冷系统原理

### 5.4.2 系统的设备

#### 5.4.2.1 混合式凝汽器

混合式凝汽器又名喷射式凝汽器，在混合式凝汽器内，循环冷却水与汽轮机的排汽直接接触进行热交换的一种凝汽设备，具有热效率高、过冷度小、体积小和投资低的优点。

混合式凝汽器的喉部与表面式凝汽器的喉部很类似，末级低压加热器、低旁三级减温器均可以布置在凝汽器的喉部。

#### 5.4.2.2 福哥型空冷散热器

铝管铝片散热器也称福哥型散热器，它是海勒系统的主要设备。福哥型散热器的传热元件由纯铝（99.5%）制成，

具有传热效率高、加工制造简单、重量轻、运输方便、采用 MBV 法处理后防腐效果好等优点。

#### 5.4.2.3 百叶窗

百叶窗是为了调节控制通过空冷散热器的空气量而设置的。通过改变每个百叶的倾角，来调整整个百叶窗的开度。不同开度的百叶窗，来适应不同流量的空气阻力平衡的要求。

#### 5.4.2.4 循环水泵及循环水管道

循环水泵的主要功能是将混合式凝汽器出来的热水输送到空冷塔外的散热器进行冷却，冷却后的循环水经水轮机回收能量后返回凝汽器。循环水泵在真空状态下工作，输送介质的温度根据混合式凝汽器的背压的不同而变化，最高温度可达到  $75^{\circ}\text{C}$  左右，因此要求循环水泵具有良好的抗汽蚀性能和耐高温性能。根据机组容量的大小，每台机组配置 2 台或 3 台循环水泵，不设备用泵。

#### 5.4.2.5 水轮机及节流阀

循环冷却水为闭路循环，冷却水在空冷散热器中以微正压运行，循环水泵的供水扬程要超过空冷散热器的顶部高度，并保持一定的压力，而喷射式凝汽器又在真空状态下运行，因而循环冷却水在进入凝汽器之前有剩余水头。为了回收水管路上的剩余能量，需要设置水轮机。

正常运行时，水轮机回收循环水剩余水头，当水轮机发生故障时，由旁路节流阀代替水轮机的调压功能，水轮机和节流阀之间设置联锁装置。

#### 5.4.2.6 充排水系统

冷却水采用除盐水，当机组停运或某段散热器检修时，空冷散热器内的除盐水排放至空冷塔内地下式贮水箱；当空冷塔散热器投运时，通过输送泵将地下式贮水箱中的除盐水充入散热器；当混合式凝汽器水位下降时，补水泵自动启动，将贮水箱内的除盐水补入冷却水系统。

#### 5.4.2.7 冲洗水系统

空冷塔外空冷散热器设置一套清洗设备，它由移动或固定式冲洗水泵、柔性软管和可在圆形轨道上移动的冲洗装置组成，每年定期使用高压水对散热器进行冲洗，以保持散热器清洁和换热效果。

#### 5.4.2.8 空冷塔

空冷塔的主要功能是向空冷散热器提供冷却空气和支撑空冷散热器及连接管道，实现循环冷却水与空气之间的热量交换。

空冷塔可以分为三类，即机械通风空冷塔、带有辅助风机的自然通风空冷塔和双曲线自然通风空冷塔，福哥型散热器布置在空冷塔周围。

#### 5.4.2.9 控制系统

对于混合式凝汽器间接空冷机组，循环冷却水与汽轮机排汽直接接触冷却，空冷系统与主机热力系统联系紧密，其监视和控制宜纳入到单元机组的 DCS 控制系统，并与单元机组 DCS 共用操作员站，空冷系统的监控水平与机组整体自动化水平协调一致。

混合式凝汽器间接空冷系统检测和控制的对象主要有混合式凝汽器水位控制、循环水泵启停程控、空冷系统总压力调节、水轮机和节流阀启停程控、百叶窗控制、扇形段充排水程控、扇形段旁路阀控制、地下贮水箱水位控制、输送泵启停程控、紧急放水阀程控、补水阀控制、过量排水阀控制。

### 5.4.3 系统设备布置

混合式凝汽器间接空冷系统的主要设备有混合式凝汽器、循环水泵和水轮机、空冷塔。

混合式凝汽器的布置原则与常规表面式凝汽器的布置原

则是一致的,它布置在主厂房内汽轮机尾部的机座底层。混合式凝汽器与汽轮机低压缸为刚性连接,底部采用弹簧支撑的方式。循环水泵进水侧呈负压状态,为了减少进水侧的水力损失,循环水泵应尽量靠近混合式凝汽器布置,有条件时,循环水泵(包括水轮机)宜布置在汽机房内,也可就近布置在汽机房A列柱外的毗屋内。

空冷塔的布置类似于湿冷塔,布置位置可根据场地条件确定。空冷塔周围应设置安装检修道路。

## 5.5 表面式凝汽器间接空冷系统的流程、设备和布置

### 5.5.1 表面式凝汽器间接空冷系统

表面式凝汽器间接空冷系统原理如图2.14-3所示,系统主要是由表面式凝汽器、循环水泵和空冷塔组成。该系统与常规的湿冷系统基本相仿,所不同的是用表面式对流换热的空冷塔代替了蒸发冷却换热的湿冷塔,循环水系统采用了除盐水或软化水,用密闭式循环冷却水系统代替敞开式循环冷却水系统。除盐冷却水进入表面式凝汽器(C)与汽轮机(T)排汽换热后将其冷凝成水,凝结水再经泵送回至汽轮机的热力系统。受热后的冷却水经循环水泵(P)输送至空冷塔内散热器(D),经与外界空气对流换热冷却后再输送至表面式凝汽器进入下一个循环。

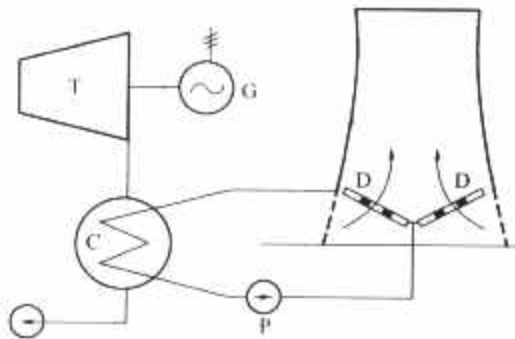


图 2.14-3 表面式凝汽器间接空冷系统原理

### 5.5.2 系统设备

#### 5.5.2.1 表面式凝汽器

表面式凝汽器与湿冷机组类似,管材一般采用不锈钢。

#### 5.5.2.2 钢制空冷散热器

用于表面式凝汽器间接空冷系统的散热器有四排管和两排管两种。

钢制散热器在空冷塔内沿径向分两圈或三圈呈锥形布置,根据机组容量和优化设计分成若干段,散热器与水平面呈一定的倾角,以利于停运时散热器内水的排空。

#### 5.5.2.3 百叶窗

百叶窗的功能与福哥型散热器百叶窗的功能完全一样,布置方式略有不同。随钢管钢片散热器水平布置在空冷塔内,钢管钢片散热器长度一般为15m左右,受固定百叶窗钢杆挠度的影响,百叶窗的开启灵活性稍差一些。

#### 5.5.2.4 循环水泵及循环水管道

循环水泵为正压进水,因此其工作条件远远好于混合式间接空冷系统,只是输送介质的温度高于湿冷系统,最高温度可达到75℃左右。循环水泵可选用常规的离心式水泵,也可选用立式涡壳泵。

#### 5.5.2.5 充排水系统

充排水系统由地下贮水箱、输水泵、充水管道和阀门组成。当空冷系统投运时,通过输水泵将地下贮水箱中的除盐水充入散热器;当机组停运或某段散热器检修时,空冷散热器内的除盐水排放后储存在空冷塔内地下式贮水箱内。

#### 5.5.2.6 补水系统

为了保持循环水系统内水压稳定,维持正常的水循环,空冷塔内设置稳压补水系统。该系统由补水泵、高位水箱以及连接管道组成。补水泵采用自动控制,当水箱为低水位时补水泵开启向系统补水,当水箱补至高水位时补水泵停运。

#### 5.5.2.7 充氮保护系统

当空冷塔某一段或全部停运放水后,为防止散热器内表面腐蚀,设置充氮保护系统。充氮保护系统由高压氮瓶、缓冲罐、压力调节阀、安全阀及管路系统组成。氮气管路与地下贮水箱顶部相连,并通过膨胀水箱溢流管、散热器顶部连通管组成充氮保护管道系统。

#### 5.5.2.8 空冷散热器清洗系统

为了防止落在空冷散热器表面的灰尘影响散热效果和腐蚀,需设置固定和移动相结合的水力自动(或手动)清洗系统,定期对空冷散热器进行清洗。

#### 5.5.2.9 空冷塔

空冷塔与海勒系统的空冷塔功能相同,属空气供给设施。钢管钢片散热器水平布置在空冷塔内。

#### 5.5.2.10 控制系统

对于表面式凝汽器间接空冷机组,冷却水系统与凝结水系统相互分开,有相对独立的特点,与湿冷机组类似,空冷系统监视和控制可以采用PLC控制方式,设置单独的操作员站,采用通信的方式与主机DCS进行信息交换;空冷系统监视和控制也可以纳入到单元机组的DCS控制系统。

表面式凝汽器间接空冷系统检测和控制的对象主要有循环水泵启停程控、百叶窗控制、扇形段充排水程控、扇形段旁路阀控制、膨胀水箱水位控制、地下贮水箱水位控制、输水泵启停程控、紧急放水阀程控、补水阀控制。

### 5.5.3 系统设备布置

表面式凝汽器作为汽轮机的附属设备,随主机布置在主厂房内。表面式凝汽器和汽轮机低压缸排汽口的连接可以采用刚性连接,弹簧支撑;也可以采用柔性连接,刚性支撑。

表面式凝汽器间接空冷系统可以每台机组设置一座循环水泵房,也可以两台机组设置一座循环水泵房。

空冷塔的布置与湿冷塔布置相同,空冷塔周围应设置安装检修道路。



## 参 考 文 献

- [1] 《中国电力百科全书》编辑委员会. 中国电力百科全书: 火力发电卷, 2 版. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [2] 武一琦. 火力发电厂厂址选择与总图运输设计. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [3] 杨旭中, 张政治. 电力工程项目管理. 北京: 中国电力出版社, 2000.
- [4] 张玉珩. 火力发电厂厂址选择与总布置. 北京: 水利电力出版社, 1981.
- [5] 工业建筑总平面设计编写组. 工业建筑总平面设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1984.
- [6] 东北电力设计院. 火力发电厂厂址选择手册. 北京: 水利电力出版社, 1990.
- [7] 国家电力公司东北公司, 辽宁省电力有限公司. 电力工程师手册. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [8] 水利电力部西北电力设计院. 电力工程电气设计手册: 电气一次部分. 北京: 水利电力出版社, 1989.
- [9] 水利电力部西北电力设计院. 电力工程电气设计手册: 电气二次部分. 北京: 水利电力出版社, 1989.
- [10] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第三卷 自动控制. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [11] 水利电力部规划设计管理局《热工自动化设计手册》编写组. 热工自动化设计手册. 北京: 电力工业出版社, 1981.
- [12] 宋伟刚. 散装物料带式输送机设计. 沈阳: 东北大学出版社, 2000.
- [13] 宋珊卿. 动力设备水处理手册. 2 版. 北京: 中国电力出版社, 1997.
- [14] 周军, 窦照英. 绿色防垢技术. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [15] 丁尔谋. 发电厂空冷技术. 北京: 水利电力出版社, 1992.





## 第3篇 锅 炉

主编单位：上海发电设备成套设计研究院

哈尔滨锅炉厂有限责任公司

上海锅炉厂有限公司

东方锅炉(集团)股份有限公司

北京巴布科克·威尔科克斯公司

武汉锅炉集团有限公司

西安交通大学能源与动力学院

上海交通大学机械与动力工程学院

主 编：李道林 李文健 高子瑜 姚本荣

孔伯汉 郭国顺 惠世恩 罗永浩

编写人员：张 瑞 李卓文 王孟浩 李立人 陈孝芳

史进渊 李 旭 (上海发电设备成套设计研究院)

高 峰 路 野 张志伦 栾世健 姜义道

陈春元 胡凌风 王 伟 李 伟 方 伶

刘明仁 谢禄山 华洪渊 于泽忠 张殿军

韩基文 (哈尔滨锅炉厂有限责任公司)

徐琴仙 任晞青 杨 震 谢志庆 蔡明坤

江 静 张毓明 徐雪元 姚丹花

(上海锅炉厂有限公司)

张山鹰 谢 佳 刘泰生 冉桑铭 徐春茂

宋英强 李耀德 吴相朝 陈 旭 叶国平

徐晓枫 陈 刚 黄季林 王均增 罗孝成

陶永顺 王东平 方友忠 许家芹 潘乾刚

盛佳眉 何 维 吉 平

(东方锅炉(集团)股份有限公司)

蒋鼎之 张 绮 邬兆春 杨宗恒

(北京巴布科克·威尔科克斯公司)

赖友祥 马钦汉 王新华 陶生智 王志明

黄惟鹤 华立新 (武汉锅炉集团有限公司)

车得福 贾鸿祥 (西安交通大学能源与动力学院)

陆 方 胡砾元 魏 辉

(上海交通大学机械与动力工程学院)

董祖康 (无锡华光锅炉股份有限公司)

牛天况 (日本石川岛播磨上海代表处)



# 第1章 锅炉总体设计、燃料、物质平衡与热平衡

锅炉是将煤、石油、天然气等燃料燃烧产生的热量通过金属受热面传递给水，并将其加热成一定压力和温度的水或蒸汽的换热设备。

锅是指被加热的盛汽水的压力容器，炉是燃料燃烧的装置。通常把燃料的燃烧、放热、排渣称为炉内过程；把工质水的流动、传热、热化学等称为锅内过程。

锅炉由锅炉本体和辅助设备组成。现代大型自然循环高压锅炉具有炉膛、燃烧设备、汽包、水冷壁、过热器、再热器、省煤器、空气预热器、炉墙、构架等主要部件。辅助设备有燃料供应设备、磨煤及制粉设备、送风设备、引风设备、给水设备、除灰除渣设备、除尘设备、自动控制设备等。

## 1 概述

### 1.1 锅炉设备的工作过程

图 3.1-1 所示为燃烧煤粉的自然循环锅炉及辅助设备的工作流程图，原煤经输煤带送入煤斗，再由给煤机供给磨煤机制成煤粉，由空气携带通过燃烧器送入炉膛组织燃烧；煤粉在炉膛中燃烧并放出大量热量；燃烧后的热烟气在炉内一边向水冷壁放热一边上升，经过过热器、省煤器、空气预热器使其温度降到  $140 \sim 170^{\circ}\text{C}$ ，由除尘器除去烟气中的飞灰，最后被引风机抽出送入烟囱排往大气。

锅炉的汽水流程如下：在热力系统中，来自除氧器的给水经低压加热器、高压加热器加热到一定温度，再由给水管道路将给水送至省煤器，在其中被加热到某一温度后，给水进入汽包，然后沿下降管下行至水冷壁进口集箱，分配给各水冷壁管。水在水冷壁管内吸收炉膛的辐射热量而部分地蒸发成蒸汽，形成汽水混合物上升回到汽包中，经过汽水分离器，蒸汽由汽包上部的主蒸汽管道流往过热器，在过热器内饱和蒸汽继续吸热达到额定的蒸汽温度，然后送往汽轮发电机组。为了提高做功效率，将汽轮机高压缸排汽通过管道送

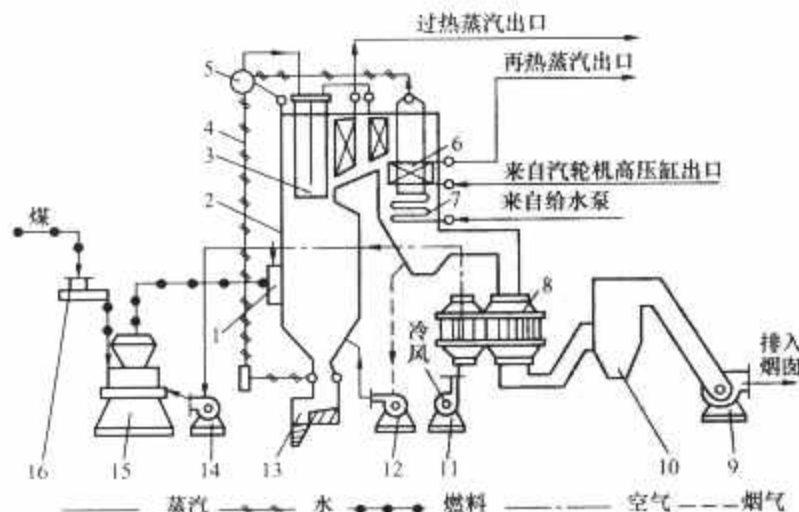


图 3.1-1 燃烧煤粉的自然循环

锅炉及辅助设备的工作流程

- 1—燃烧器；2—水冷壁；3—过热器；4—下降管；5—汽包；  
6—再热器；7—省煤器；8—空气预热器；9—引风机；  
10—除尘器；11—送风机；12—再循环泵；13—排渣装置；14—一次风机；15—磨煤机；16—给煤机

入锅炉再热器中继续加热到额定的再热温度，然后再送到汽轮机中压缸膨胀做功。

冷空气自送风机吸入后，由送风机送往空气预热器。空气在空气预热器中吸收烟气热量后形成热空气，并分为一次空气和二次空气分别送往磨煤机和燃烧器。

锅炉的灰渣经灰渣斗落入排灰槽道后用水力或气力装置排除并送往灰场。

### 1.2 锅炉的类别、参数及型号

#### 1.2.1 锅炉的分类

##### 1.2.1.1 按用途分类

锅炉按用途可分为电站锅炉、工业锅炉、船用锅炉、余热锅炉、机车锅炉等。

##### 1.2.1.2 按循环方式分类

锅炉按循环方式可分为自然循环锅炉、控制循环锅炉、复合循环锅炉和直流锅炉，如图 3.1-2 所示。

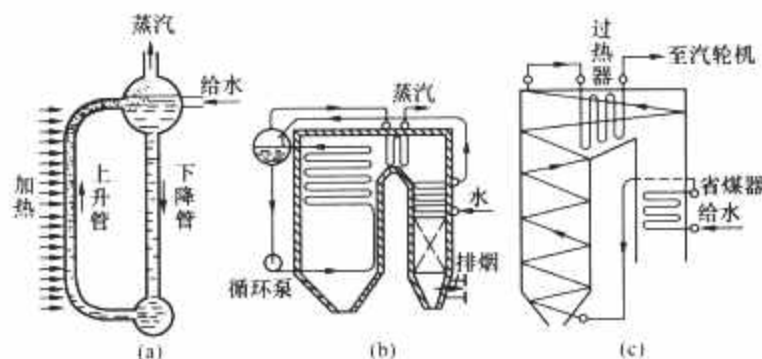


图 3.1-2 锅炉类型

(a) 自然循环锅炉；(b) 控制循环锅炉；(c) 直流锅炉

(1) 自然循环锅炉工质依靠下降管中的水与上升管中汽水混合物之间的密度差进行循环。汽包成为蒸发受热面的固定分界点，汽包有较大的蓄热能力和一定的负荷调节能力。

(2) 控制循环锅炉是在蒸发受热面的下降管与上升管之间装有循环泵，用来提高循环回路的流动压头，循环倍率为  $3 \sim 5$ 。

(3) 直流锅炉的工质的循环是依靠给水泵的压头来完成的，给水经给水泵一次通过加热、蒸发、过热各个受热面，所有受热面中工质均为强制循环。

##### 1.2.1.3 按出口工质压力分类

锅炉按出口工质压力可分为低压锅炉 ( $< 1.275\text{MPa}$ )，用作工业锅炉；中压锅炉 ( $3.825\text{MPa}$ )，用于电站、热电站或工业锅炉；高压锅炉 ( $9.8\text{MPa}$ )，用于电站、热电站锅炉；超高压锅炉 ( $13.73\text{MPa}$ )，用于电站锅炉；亚临界压力锅炉 ( $16.67\text{MPa}$ )，用于电站锅炉；超临界及超超临界压力锅炉 ( $25 \sim 31\text{MPa}$ )，用于电站锅炉。

##### 1.2.1.4 按燃烧方式分类

锅炉按燃烧方式可分为火床燃烧锅炉、火室燃烧锅炉、流化床燃烧锅炉和旋风燃烧锅炉。

##### 1.2.1.5 按所用燃料或能源性质分类

锅炉按所用燃料或能源性质可分为固体燃料锅炉、液体燃

料锅炉、气体燃料锅炉、余热锅炉、原子能锅炉和废料锅炉。

### 1.2.1.6 按排渣方式分类

锅炉按排渣方式可分为固态排渣锅炉和液态排渣锅炉。

### 1.2.1.7 按炉膛烟气压力分类

锅炉按炉膛烟气可分为平衡通风锅炉、微正压锅炉和增压锅炉。

### 1.2.1.8 按整体外观分类

锅炉按整体外观可分为倒 U 型（或称 II 型）、塔型、箱型、T 型、U 型、N 型、L 型、D 型、A 型等。D 型、A 型用于工业锅炉，其他炉型一般用于电站锅炉。

## 1.2.2 锅炉容量、参数和型号

### 1.2.2.1 锅炉容量、参数

锅炉的基本特性通常用锅炉的蒸发量（t/h）、蒸汽压力（MPa）、蒸汽温度（℃）和给水温度（℃）或者热功率（MW）、出口热水压力（MPa）、出口热水温度（℃）和给水温度或回水温度（℃）等主要参数来描述。

锅炉蒸发量可分为连续额定蒸发量（ECR）和最大蒸发量（BMCR）等。额定蒸发量（ECR）是指锅炉在额定压力、额定蒸汽温度、额定给水温度下，使用设计燃料和保证设计效率的条件下连续运行所应达到的每小时蒸发量。新锅炉出厂时，铭牌上所标示的蒸发量就是这台锅炉的额定蒸发量。锅炉最大蒸发量（BMCR）是指在规定的工作压力下或低于工作压力下，连续运行，不考虑其经济效果，每小时能产生的最大蒸发量。

锅炉蒸汽压力和温度是指过热器主汽阀出口处的过热蒸汽压力和过热蒸汽温度。

锅炉给水温度是指进省煤器的给水温度，对无省煤器的锅炉指进锅炉汽包的水的温度。

表 3.1-1 是我国电站锅炉参数系列，对于超临界、超超临界机组锅炉的系列参数将在修订标准时补充（标准正在修订之中）。

表 3.1-1 我国电站锅炉参数系列

参 数			容 量 (kg/s)	发电功率 (MW)
蒸汽压力 (MPa)	蒸汽温度 (℃)	给水温度 (℃)		
2.5	400	105	5.56(20) <sup>①</sup>	8
3.9	450	145~155	9.72(35), 18.06(65),	6.12, 25
		165~175	36.11(130)	
9.9	540	205~225	61.11(220), 113.99(410)	50, 100
13.8	540/540 <sup>②</sup>	220~250	116.7(420), 186.1(670)	125, 200
16.8	540/540 <sup>②</sup>	250~280	284.7(1025)	300
17.5	540/540 <sup>②</sup>	260~290	284.7(1025), 557.8(2008)	300, 600

注 本表参照 GB/T 1921—2004《工业蒸汽锅炉参数系列》。

① 括号中数值的单位：吨/小时(t/h)。

② 再热蒸汽温度。

### 1.2.2.2 锅炉型号

为了规范锅炉的表示方法，我国制定了锅炉产品的型号表示法，如图 3.1-3 和图 3.1-4 所示。

## 1.2.3 锅炉的可靠性和技术经济指标

### 1.2.3.1 锅炉的可靠性

电站锅炉可靠性指标有锅炉可用率（可用系数）BAF、锅炉强迫停机率（BFOR）、锅炉平均无故障率（BMTBF）和锅炉平均修复时间（BMTTR）。

### 1.2.3.2 锅炉的经济性

锅炉的经济性主要指锅炉的热效率、成本、煤耗和厂用电量等。

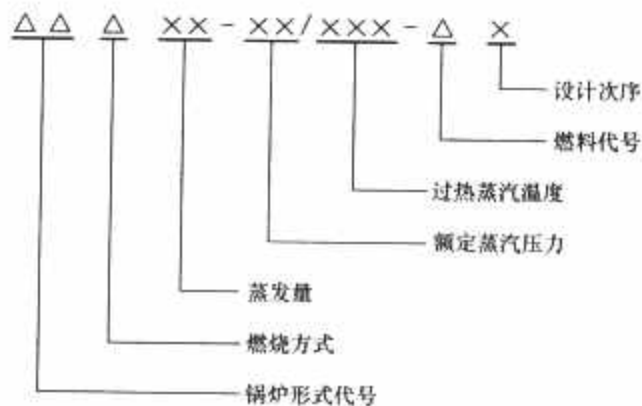


图 3.1-3 工业蒸汽锅炉型号形式

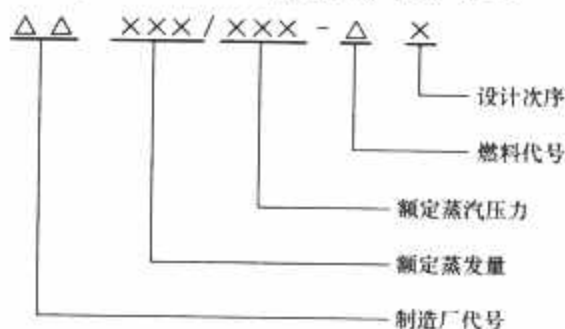


图 3.1-4 电站锅炉型号形式

(1) 锅炉热效率  $\eta$  是指送入锅炉的全部热量中被有效利用的百分数，即锅炉有效利用热量  $Q_1$  与单位时间内所消耗燃料的输入热量  $Q_r$  的百分比，为

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_r} \times 100\%$$

锅炉净效率是指扣除了锅炉机组运行时的自用能耗（热耗和电耗）以后的锅炉效率。

锅炉净效率  $\eta_i$  可用下式计算，即

$$\eta_i = \frac{Q_1}{Q_r + \sum Q_{xy} + \frac{b}{B} 29\,270 \sum P} \times 100\%$$

式中： $B$  为锅炉燃料消耗量，kg/h； $Q_{xy}$  为锅炉自用热耗，kJ/kg； $\sum P$  为锅炉辅助设备实际消耗功率，kW； $b$  为电厂发电标准煤耗量，kg。

(2) 锅炉成本一般用成本中的重要经济指标钢材消耗率来表示。钢材消耗率的定义为锅炉单位蒸发量所用的钢材质量。一般来说，机组容量由 300MW 提高到 600MW，每千瓦投资可降低 10%~15%；由亚临界压力增加到超临界压力，每千瓦投资增加 1%~5%。机组容量增大后，运行人员和检修费用、金属耗量、基建劳动消耗都可以减少。通常，工业锅炉的钢材消耗率在 5~6t/t/h 之间；电站锅炉的钢材消耗率一般在 2.5~5t/t/h 范围内。

在电厂运行中还用煤耗和厂用电量作为经济考核指标。每发出 1kWh 的电所消耗的煤量，称为发电（或供电）煤耗。辅机设备用电量占机组发电量的比称为厂用电率。

根据 2006 年的统计，我国 6000kW 及以上火电机组的平均供电标准煤耗为 366g/kWh，高于发达国家的水平。

## 2 锅炉总体设计

### 2.1 锅炉总体设计的基本程序

#### 2.1.1 锅炉设计条件的确定

##### 2.1.1.1 燃料

对燃煤锅炉需确定煤的低位发热量、煤的元素成分和工业成分分析数据、灰的分析成分及基本特性数据，还应尽量提供燃料的燃烧特性数据，如煤的着火特性指数、燃尽特性



指数和结渣特性指数。实现按照煤特性选择炉型设计,确定炉型和燃烧、排渣方式。

#### 2.1.1.2 点火和助燃用油

提供油的黏度、灰分、硫含量、闪点、燃点、低位发热量等。根据油质确定点火油系统。

#### 2.1.1.3 气象条件

提供全年平均气温、平均相对湿度、多年平均最热最冷月的气温、多年极端最高最冷气温、多年平均降水量及最大降水量、多年平均大气压力、多年最大积雪深度和多年最大风速等。根据气象条件确定锅炉为露天式、半露天式或室内布置等。

#### 2.1.1.4 厂区工程地质和地震烈度

用于对钢结构厂房、主设备地基、刚性梁进行设计。

### 2.1.2 锅炉主要规范

锅炉主要规范是锅炉设计的主要技术参数,但这些技术参数又要和热力系统以及相应的设备匹配。主蒸汽和再热蒸汽的压力、温度、流量等要求和汽轮机的参数相匹配。同时要确定过热蒸汽的最大连续蒸发量、额定蒸发量、额定蒸汽压力、超压蒸汽压力、额定蒸汽温度。确定再热蒸汽流量、进出口蒸汽压力、进出口蒸汽温度和给水温度。

#### 2.1.3 锅炉性能保证

(1) 锅炉基本负荷,不投油稳燃的最低负荷和最大连续运行负荷以及蒸汽参数。

(2) 锅炉运行方式,如定压运行、滑压运行,或定—滑—一定的运行方式。

(3) 在额定工况下,锅炉热效率的保证值与设计值的差值一般不大于1.5%。

(4) 循环可靠性。自然循环锅炉为50%~100%、直流锅炉为30%~100%、控制循环锅炉和低倍率循环锅炉在各种负荷下,水循环安全可靠。

(5) 过热器压降一般为主蒸汽出口压力的10%,再热蒸汽系统压降由本体与系统设计协商确定。

(6) 回转式空气预热器的漏风系数 $\Delta\alpha \leq 0.1$ ,一级管式空气预热器的漏风率不大于3%,二级管式空气预热器的漏风率不大于6%。

(7) 锅炉的启动时间。自然循环锅炉冷态启动为5~6h;温态启动为2~3h;热态启动为1.5~2h。控制循环锅炉冷态启动为4.5h;温态启动为1.5h;热态启动为1.5h。直流锅炉和低倍率循环锅炉冷态启动为2.5~3.5h;温态启动为1.5~2h;热态启动为1~1.5h。

#### 2.1.4 可靠性指标

锅炉主要承压部件使用寿命一般为30年;锅炉大修间隔周期应达到4~5年;对受含灰气流磨损的低温对流受热面的使用寿命按100 000h设计;回转式空器预热器低温段传热元件的使用寿命不低于3年;对受含灰气流磨损的尾部承压受热面的磨损率按0.2mm/年厚度设计。

#### 2.1.5 环保性能指标

我国已制定工业锅炉、窑炉、电站锅炉二氧化硫、氮氧化物的排放标准。按GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》进行考核。

#### 2.1.6 锅炉热平衡的计算

- (1) 燃烧计算。
- (2) 锅炉吸热量计算。
- (3) 锅炉效率计算。
- (4) 确定燃料量、空气量、烟气量。
- (5) 锅炉炉膛及受热面设计布置。

1) 炉膛设计布置应满足燃烧、传热和运行安全的要求。

2) 炉膛出口温度的选取应考虑锅炉运行的经济性和安全性。

3) 受热面布置应考虑:①锅炉参数对受热面布置的影响;②容量对锅炉受热面布置和热力特性参数选取的影响;③燃料对锅炉受热面布置的影响;④对流受热面的设计布置。

#### 2.1.7 工程计算

- (1) 热力计算。
- (2) 水动力计算。
- (3) 烟风阻力计算。
- (4) 受热面金属壁温计算。
- (5) 受压部件强度计算。
- (6) 其他计算,如流体力学计算、动态特性计算等。

#### 2.1.8 系统设计

系统设计包括汽水系统、烟风系统、燃油系统、制粉及燃烧系统、除渣出灰吹灰系统、测量和控制系统等。这些系统都是保证锅炉正常运行的基本条件。

### 2.2 锅炉成套设计的基本原则

对大型电站锅炉设备设计,必须十分重视总体设计的系统性、成套性和设计的完整性。这样便能使主体设备处于系统最佳配合,和最佳工况下运行,获得最佳性能和经济性。所以在锅炉设计中必须考虑相互关联系统的设计。

(1) 燃烧与制粉系统。对于燃煤锅炉在计算出燃料消耗量后,就应考虑磨煤机的选取和制粉系统的设计。

(2) 烟风系统。烟风系统是组成锅炉系统的重要部分,在设计时要分别考虑烟气通道(包括烟囱)、热二次风道、热一次风道、冷一次风道、调温风道及风机出口风道。除应考虑烟风道的强度、刚性、密封性和膨胀性外,还应考虑各管道的阻力特性、调节特性以及保温性。

(3) 控制系统。

1) 炉膛安全保护监视系统(FSSS)。

2) 协调控制系统。

(4) 吹灰系统。

(5) 除灰渣系统。

(6) 旁路系统和启动系统。

旁路系统是为协调再热机组启停和事故工况下机炉运行而设置的。启动系统主要是为解决直流锅炉启动和低负荷运行而设置的。

## 3 燃料

### 3.1 燃料的成分及其特性

燃料是一种由有机可燃质、不可燃无机矿物质成分(灰分)和水分等物质组成的复杂混合物。燃料在燃烧过程中,能够产生大量的热能。按其物态,燃料可分为固体、液体和气体三大类;按其形成机理,燃料又可分为天然矿物质燃料和人造燃料。

天然矿物质燃料的固体燃料主要是煤和油页岩,液体燃料主要是石油,气体燃料主要是天然气。

人造燃料是由天然燃料加工而成,主要有由木柴、煤制成的木炭、焦炭、石油焦、粉煤、型煤等固体人造燃料,由石油、煤、油页岩提炼制成的汽油、煤油、柴油、重油、渣油、煤焦油等液体人造燃料,以及由煤和石油制成的各种煤气、石油裂化气等气体人造燃料。

根据我国现行燃料政策, 锅炉所用的燃料主要是煤。一些特殊用途锅炉也可燃用重油、渣油, 以及天然气等。冶金业的焦炉煤气和高炉煤气、制糖业的甘蔗渣、造纸业的黑液以及生活垃圾等, 也可作为锅炉燃料。此外, 水煤浆以及秸秆等生物质燃料在锅炉上也越来越被广泛燃用。

燃料的主要成分是碳(C)、氢(H)、氧(O)、氮(N)、硫(S), 以及灰分(A)和水分(M)。其中碳、氢、可燃硫为可燃成分, 水分和灰分为不可燃成分。

## 3.2 燃料的成分分析基准和换算

### 3.2.1 燃料的成分分析基准

固体燃料和液体燃料的成分通常用质量百分比来表示, 即

$$W(C) + W(H) + W(O) + W(N) + W(S) + W(A) + W(M) = 100\%$$

式中: C、H、O、N、S、A、M 分别表示燃料中碳、氢、氧、氮、硫(可燃硫)、灰分、水分的质量百分比。通常采用四种基数作为燃料成分分析的基准, 表示在不同状态下各组成成分的含量, 以便于应用和分类。

(1) 收到基。收到基是指进入锅炉的炉前实际燃用的燃料成分, 用下标“ar”表示。在进行燃料的燃烧计算和热力计算时均采用收到基(ar)。

(2) 空气干燥基。空气干燥基是指在实验室经过自然干燥, 去掉外在水分后燃料的成分, 用下标“ad”表示。空气干燥基常在实验室内作燃料的分析时采用。

(3) 干燥基。干燥基去掉全部水分的燃料的成分, 用下标“d”表示。常用以表示灰分的含量。

(4) 干燥无灰基。干燥无灰基是指去掉全部水分和灰分的燃料的成分, 用下标“daf”表示。常用它来表示挥发分的含量。煤的挥发分是煤在加热过程中分解出来的气态物质, 主要组成气体为氢气、各类碳氢化合物、一氧化碳, 以及少量的二氧化碳、水蒸气、氮气等惰性气体。挥发分受热很容易达到着火温度而燃烧, 因此挥发分的干燥无灰基含量常常用来判别煤种及其属性。

### 3.2.2 四种基准的换算

燃料的各种基准之间存在着一定的关系, 可以互相换算, 其换算系数见表 3.1-2。

表 3.1-2 基准换算系数

已知的基准	待求的基准			
	收到基 (ar)	空气干燥基 (ad)	干燥基 (d)	干燥无灰基 (daf)
收到基 (ar)	1	$\frac{100-M_{ad}}{100-M_{ar}}$	$\frac{100}{100-M_{ar}}$	$\frac{100}{100-M_{ar}-A_{ar}}$
空气干燥基 (ad)	$\frac{100-M_{ar}}{100-M_{ad}}$	1	$\frac{100}{100-M_{ad}}$	$\frac{100}{100-M_{ad}-A_{ad}}$
干燥基 (d)	$\frac{100-M_{ar}}{100}$	$\frac{100-M_{ad}}{100}$	1	$\frac{100}{100-A_d}$
干燥无灰基 (daf)	$\frac{100-M_{ar}-A_{ar}}{100}$	$\frac{100-M_{ad}-A_{ad}}{100}$	$\frac{100-A_d}{100}$	1

注 表中 M、A 为水分和灰分。

## 3.2.3 煤的元素分析和工业分析

### 3.2.3.1 煤的元素分析

煤的元素分析是指煤中所含有机质 C、H、O、N、S 的测定。元素中碳、氢、氧、氮的测定按 GB 476—2001《煤的元素分析方法》进行, 元素硫的测定按 GB/T 214—2007《煤中全硫的测定方法》进行。元素分析指标的应用很广, 凡涉及燃烧计算和热力计算的项目, 均需用煤的元素分析指标。

### 3.2.3.2 煤中全水分的测定

全水分是指煤样在采取时所含水分的总量。煤中全水分的测定按 GB/T 211—2007《煤中全水分的测定方法》进行。

### 3.2.3.3 煤的工业分析

煤的工业分析是一种实用性的技术分析, 方法比较简便, 不一定需要专门的实验室, 适用于发电厂等运行单位对煤质的日常监督。煤的工业分析按 GB/T 212—2001《煤的工业分析方法》进行, 包括测定煤中所含水分( $M_{ad}$ )、灰分( $A_{ad}$ )、挥发分( $V_{daf}$ )和固定碳含量( $FC_{ad}$ )的计算四项。

### 3.2.4 煤的发热量及换算

#### 3.2.4.1 定义

单位物量燃料完全燃烧时放出的热量称为发热量。煤的发热量有高位发热量  $Q_{gr,v}$  和低位发热量  $Q_{net,v}$  两种。

高位发热量——1kg 煤完全燃烧时放出的全部热量, 包含烟气中水蒸气凝结时放出的热量。低位发热量——1kg 煤完全燃烧时放出的全部热量中扣除水蒸气气化潜热后的热量。煤在锅炉中燃烧后排烟温度一般较高, 烟气中的水蒸气不能凝结, 所以我国锅炉设计中采用煤的低位发热量作为燃料带进锅炉的热量的计算依据。

高位发热量与低位发热量之差, 按收到基计算为

$$Q_{gr,v} - Q_{net,v} = 2500(9H_{ar}/100 + M_{ar}/100) = 25(9H_{ar} + M_{ar}) \quad (\text{kJ/kg})$$

式中: 2500 为水在 0℃ 时的汽化潜热近似值, kJ/kg;  $H_{ar}/100$ ,  $M_{ar}/100$  分别为煤中收到基氢和水分的质分数, %。

同理, 对于煤的空气干燥基, 则有

$$Q_{gr,v,ad} - Q_{net,v,ad} = 25(9H_{ad} + M_{ad}) \quad (\text{kJ/kg})$$

对于干燥基和干燥无灰基, 由于没有水分, 所以

$$Q_{gr,v,d} - Q_{net,v,d} = 225H_d \quad (\text{kJ/kg})$$

$$Q_{gr,v,daf} - Q_{net,v,daf} = 225H_{daf} \quad (\text{kJ/kg})$$

#### 3.2.4.2 发热量的测定

煤的发热量按 GB/T 213—2003《煤的发热量测定方法》进行。标准规定了煤的高位发热量的测定方法和低位发热量的计算方法, 适用于泥煤、褐煤、烟煤、无烟煤和炭质页岩, 以及焦炭的发热量测定。

#### 3.2.4.3 各种基准发热量之间的转换

煤中水分对于高位发热量的影响, 只是占据了质量的一定份额, 使发热量降低。但是对于低位发热量, 水分不仅占据了质量的一定份额, 使发热量降低, 而且还要吸收汽化潜热。因此, 在各种成分基准高位发热量间可以直接乘上表 3.1-2 所示的换算系数进行换算, 而对于低位发热量各种基准之间的换算, 必须考虑水分的汽化潜热, 先换算成相同基准下的高位发热量后, 再用表 3.1-2 所示的换算系数进行换算。按上述步骤求得的各种成分基准低位发热量之间的换算公式见表 3.1-3。



表 3.1-3 各种成分基准低位发热量间的换算式

已知的基准	待求的基准			
	收到基 (ar)	空气干燥基 (ad)	干燥基 (d)	干燥无灰基 (daf)
收到基 (ar)	—	$(Q_{\text{net,ar}} + 25M_{\text{ar}}) \times \frac{100 - M_{\text{ad}}}{100 - M_{\text{ar}}} - 25M_{\text{ad}}$	$(Q_{\text{net,ar}} + 25M_{\text{ar}}) \times \frac{100}{100 - M_{\text{ar}}}$	$(Q_{\text{net,ar}} + 25M_{\text{ar}}) \times \frac{100}{100 - M_{\text{ar}} - A_{\text{ar}}}$
空气干燥基 (ad)	$(Q_{\text{net,ad}} + 25M_{\text{ad}}) \times \frac{100 - M_{\text{ar}}}{100 - M_{\text{ad}}} - 25M_{\text{ar}}$	—	$(Q_{\text{net,ad}} + 25M_{\text{ad}}) \times \frac{100}{100 - M_{\text{ad}}}$	$(Q_{\text{net,ad}} + 25M_{\text{ad}}) \times \frac{100}{100 - M_{\text{ad}} - A_{\text{ad}}}$
干燥基 (d)	$\frac{Q_{\text{net,d}} \times (100 - M_{\text{ar}} - 25M_{\text{ar}})}{100}$	$\frac{Q_{\text{net,d}} \times (100 - M_{\text{ad}} - M_{\text{ad}})}{100}$	—	$Q_{\text{net,d}} \times \frac{100}{100 - A_{\text{d}}}$
干燥无灰基 (daf)	$\frac{Q_{\text{net,daf}} \times (100 - M_{\text{ar}} - A_{\text{ar}} - 25M_{\text{ar}})}{100}$	$\frac{Q_{\text{net,daf}} \times (100 - M_{\text{ad}} - A_{\text{ad}} - 25M_{\text{ad}})}{100}$	$Q_{\text{net,daf}} \times \frac{100 - A_{\text{d}}}{100}$	—

注 表中 M、A 为水分和灰分。

3.2.4.4 煤的折算成分

煤的水分、灰分变化较大，并对煤的发热量有显著影响。如水分、灰分增加，发热量则降低。当锅炉要保持原蒸发量时，则必须多烧煤，相应地也增加了送入炉内的水分、灰分和硫分。考虑到水分、灰分和硫分对于锅炉的运行工况影响较大（如积灰、结渣、腐蚀、磨损等），需要准确地了解它们进入炉内的含量，以便于分析。科学的办法应该按一定发热量所带入的质量进行比较，为此提出了“折算含量”的概念。所谓“折算含量”是指每送入炉内 1000kJ 发热量的燃料，随之进入炉内有关成分的质量，其表达式为

折算水分  $M_{\text{ZS}} = 10\,000M_{\text{ar}}/Q_{\text{net,ar}}$  (g/MJ)

折算灰分  $A_{\text{ZS}} = 10\,000A_{\text{ar}}/Q_{\text{net,ar}}$  (g/MJ)

折算硫分  $S_{\text{ZS}} = 10\,000S_{\text{ar}}/Q_{\text{net,ar}}$  (g/MJ)

对于  $A_{\text{ZS}} > 20\text{g/MJ}$  和  $S_{\text{ZS}} > 20\text{g/MJ}$  的燃料分属高灰分和高硫分燃料。

3.3 燃料灰渣的成分及其特性

3.3.1 灰的成分及其对熔融性的影响

煤的灰分是指煤完全燃烧后剩下的残渣，它们几乎全部来自煤中的矿物质。常见的煤中自然形成的矿物质分类见表 3.1-4。其中主要成分是黏土矿物质，它占全部无机物质中的 50% 左右；其次是碳酸盐，它占矿物质的 20%；石英所占的比例变化非常大，在 1%~15% 之间；第四类为硫化物，根据各矿不同，最多可达 20%。我国煤种常见的矿物质是黏土矿物质、黄铁矿、石英和方解石。

表 3.1-4 常见的煤中自然形成的矿物质分类

黏土矿物	高岭土，伊利石，绢云母，混合层结构的黏土矿物，蒙脱石，白土石，绿泥石
碳酸盐	白云石，方解石，菱铁矿
硫化物	黄铁矿，白铁矿，锌硫化物，铅硫化物，铜硫化物
氧化物	赤铁矿，针铁矿，纤铁矿
石英	石英，石英粒子，长石，云母，玉髓
磷酸盐	磷灰石，磷钙土
重矿物和其他矿物	金岩石，金红石，电气石，正长石，黑云母，氯化物，硫酸盐，硝酸盐

我国火电厂煤灰的成分主要以氧化物来表示。灰中主要成分是  $\text{SiO}_2$  和  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ，两者合占煤灰的 60%~70%，其余 30%~40% 为各种氧化铁 ( $\text{FeO}$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ )、 $\text{CaO}$ 、 $\text{MgO}$ 、 $\text{TiO}_2$ 、 $\text{SO}_3$ 、 $\text{P}_2\text{O}_5$ 、 $\text{Na}_2\text{O}$ 、 $\text{K}_2\text{O}$ 、 $\text{MnO}_2$ 、 $\text{P}_2\text{O}_5$  等。

煤灰主要氧化物的熔融温度各不相同，从 800℃ 到 2800℃ 都有，具体见表 3.1-5。

表 3.1-5 各种灰成分的熔融温度

成分	$\text{SiO}_2$	$\text{Al}_2\text{O}_3$	$\text{CaO}$	$\text{MgO}$	$\text{Fe}_2\text{O}_3$	$\text{FeO}$	$\text{Na}_2\text{O}$	$\text{K}_2\text{O}$
熔融温度(℃)	2230	2050	2570	2800	1560	1420	800~1000	

在煤灰的各种氧化物中， $\text{SiO}_2$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  和  $\text{TiO}_2$  为酸性氧化物，而  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 、 $\text{CaO}$ 、 $\text{MgO}$ 、 $\text{K}_2\text{O}$  和  $\text{Na}_2\text{O}$  为碱性氧化物。对于大多数煤灰，其  $\text{SiO}_2$  含量最多，因而呈弱酸性。酸性氧化物具有提高煤灰熔融温度的作用，其含量越多，熔融温度就越高；相反，碱性氧化物却有降低煤灰熔融温度的作用，其含量越多，熔融温度就越低。

国内外大量统计数字表明，煤灰的碱酸比  $B/A$  增大，灰软化温度  $ST$  明显下降，结渣性增强。但是国内许多事实也证明光靠碱酸比还不能完全判别煤灰的结渣程度。这是因为表 3.1-5 中的煤灰氧化物熔融温度是指纯矿物质的熔融温度，而由于煤灰是各种成分组成的复合化合物或混合物，在一定温度下煤灰的一些组分会形成一种共熔体，况且这种共熔体在熔化状态下还有溶解煤灰中其他高熔点物质的性能，从而改变熔体的成分并改变其熔融温度，因此它的熔融温度不是各组成成分熔融温度的算术平均值。

例如，灰分中的  $\text{SiO}_2$  含量增高，则灰的熔融温度升高，但是还要看  $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$  比值的大小，当  $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 < 1.87$  时灰熔融温度大多较高，而随该比值的增加，灰熔融温度逐渐降低，当  $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 > 2.65$  时则灰熔融温度严重降低。因为自由氧化硅容易与其他氧化物如  $\text{CaO}$ 、 $\text{MgO}$ 、 $\text{FeO}_2$  等形成低熔融温度的共晶体，从而降低了整个灰的熔融温度。

3.3.2 煤灰熔融性的测定

煤灰熔融性是煤灰在高温下达到熔融状态时的温度，过去习惯上称为灰熔点，严格上讲是不太确切的。因为煤灰是一种多组分的混合物，没有一个固定的熔点，仅有一个熔融的温度范围。

我国过去用  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$  三个特征温度来表示灰的熔融特性，其中  $t_1$  为灰的变形温度， $t_2$  为灰的软化温度， $t_3$  为灰的流动温度。新的煤灰熔融性测试方法 GB/T 219—1996《煤灰熔融性的测定方法》采用变形温度(DT)、软化温度(ST)、半球温度(HT)、流动温度(FT)四个特征温度来表示灰的熔融特性。

3.3.3 煤灰结渣特性的判别方法

判别煤灰的结渣特性有许多方法，如灰熔融性、灰成分、灰高温黏度、热显微镜观测、重力筛分煤灰偏析、电子探针等。经常采用的是灰熔融性和灰成分判别方法，其他几种方法的应用在一定程度上弥补了仅根据灰熔融性及灰成分来判别煤灰结渣性的不足。

3.3.3.1 煤灰的熔融性法

用煤灰的软化温度  $ST$  作为判别，国内常用判别界限为

$ST > 1390^{\circ}\text{C}$	结渣轻微
$1260^{\circ}\text{C} \leq ST \leq 1390^{\circ}\text{C}$	结渣中等
$ST < 1260^{\circ}\text{C}$	结渣严重

### 3.3.3.2 煤灰成分法

国内某所对我国 250 个煤种的灰渣资料进行分析,移植国外结渣特性判别指数,引用最优分割数学模型,给出了适合我国煤种具体情况的结渣特性判别指数判别界限。

(1) 酸碱比( $B/A$ ), 其中

$B = \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O}$ , 为碱性氧化物;

$A = \text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2$ , 为酸性氧化物。

一般来说,碱性氧化物能提高流动性,而酸性氧化物则降低流动性,判别界限为

$B/A < 0.206$	结渣轻微
$0.206 \leq B/A \leq 0.4$	结渣中等
$B/A > 0.4$	结渣严重

(2) 硅铝比( $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ )。硅铝比一般在 0.8~4.0 范围内,随着硅铝比的增大,灰熔融温度是成比例下降的,判别界限为

$\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 < 1.87$	结渣轻微
$1.87 \leq \text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 \leq 2.65$	结渣中等
$\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3 > 2.65$	结渣严重

(3) 硅比( $G$ )。硅比  $G$  为

$$G = \frac{\text{SiO}_2 \times 100}{\text{SiO}_2 + \text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO}}$$

此式分母大多是助熔氧化物,灰中  $\text{SiO}_2$  含量高则灰渣的黏度和灰熔融温度也高,所以  $G$  值越大结渣倾向越小,判别界限为

$G > 78.8$	结渣轻微
$66.1 \leq G \leq 78.8$	结渣中等
$G < 66.1$	结渣严重

### 3.3.3.3 灰成分综合指数 $R_z$

灰成分综合指数  $R_z$  为

$$R_z = 1.24B/A + 0.28(\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3) - 0.0023ST - 0.019G + 5.42$$

$R_z$  是根据  $ST$ 、 $B/A$ 、 $G$ 、 $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$  等指数来预报准确率,采用加权平均的方法,给出的一个统一的判别标准,其判别界限为

$R_z \leq 1.5$	结渣轻微
$1.5 < R_z < 1.75$	结渣中等偏轻
$1.75 \leq R_z \leq 2.25$	结渣中等
$2.25 < R_z < 2.5$	结渣中等偏重
$R_z \geq 2.5$	结渣严重

国外还有一些其他的根据煤灰成分来判断煤灰结渣指数的方法,下面简要介绍几种。

(1) 结渣指数  $R_s$  和  $R_T$ 。

(2) 美国把煤灰分为烟煤型和褐煤型两种。

$\text{Fe}_2\text{O}_3/(\text{CaO} + \text{MgO}) > 1$ , 称为烟煤型;

$\text{Fe}_2\text{O}_3/(\text{CaO} + \text{MgO}) < 1$ , 同时  $(\text{CaO} + \text{MgO}) \geq 20\%$ , 称为褐煤型。

1) 烟煤型灰的结渣指数  $R_s$  为

$$R_s = (B/A) \times S_{th}$$

式中:  $S_{th}$  为干燥基全硫量, %。

判别界限为

$R_s < 0.6$	结渣轻微
$0.6 \leq R_s \leq 2.0$	结渣中等

$2.0 < R_s \leq 2.6$  结渣中等偏重

$R_s > 2.6$  结渣严重

2) 褐煤型灰指数的结渣  $R_T$  为

$$R_T = (\text{HT}_{\text{MAX}} + 4\text{IDT}_{\text{MAX}})/5$$

式中:  $\text{HT}_{\text{MAX}}$  为在氧化和还原性中测得的较高的半球温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\text{IDT}_{\text{MAX}}$  为在氧化和还原性中测得的较低的初始变形温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

判别界限为

$R_T > 1340^{\circ}\text{C}$	结渣轻微
$1230^{\circ}\text{C} \leq R_T \leq 1340^{\circ}\text{C}$	结渣中等
$1150^{\circ}\text{C} \leq R_T < 1230^{\circ}\text{C}$	结渣中等偏重
$R_T < 1150^{\circ}\text{C}$	结渣严重

(3) 铁钙比。美国 ALSTOM-CE 公司提出

$\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{CaO} < 0.3$	不结渣
$0.3 \leq \text{Fe}_2\text{O}_3/\text{CaO} \leq 3.0$	结渣
$\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{CaO} \approx 1$	结渣严重

(4) 结渣温度  $t_{jz}$ 。苏联研究人员经过大量试验研究得出了灰成分和结渣温度之间的经验公式为

$$t_{jz} = 1025 + 3.75(18 - K) \quad (^{\circ}\text{C})$$

$$K = (\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O})^2 + 0.048(\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO})^2$$

该公式原始试验的灰成分变化范围如下:

$\text{SiO}_2 = 49.8\% \sim 64.3\%$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3 = 19.3\% \sim 28.9\%$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} = 4.8\% \sim 20.1\%$ ,  $\text{MgO} = 0.9\% \sim 3.2\%$ ,  $\text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O} = 2.0\% \sim 4.8\%$ ,  $\text{SO}_3 = 1.3\% \sim 5.1\%$ ; 灰的熔融温度变化范围:  $\text{DT} = 1070 \sim 1240^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{ST} = 1230 \sim 1500^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{FT} = 1330 \sim 1500^{\circ}\text{C}$ 。

上述的灰成分变化范围与我国煤灰成分变化范围相近。对于我国褐煤, 判别界限为

$t_{jz} > 1025^{\circ}\text{C}$	结渣轻微
$960 \leq t_{jz} \leq 1025^{\circ}\text{C}$	结渣中等
$t_{jz} < 960^{\circ}\text{C}$	结渣严重

### 3.3.3.4 煤灰黏度法

用灰黏度指数  $R_N$  来判断结渣特性有相当的准确度, 优于灰成分判别指数。

$$R_N = 2(T_{25\text{Pa}\cdot\text{s}} - T_{1000\text{Pa}\cdot\text{s}})/(T_{25\text{Pa}\cdot\text{s}} + T_{1000\text{Pa}\cdot\text{s}})$$

式中:  $R_N$  为黏度结渣指数;  $T_{25\text{Pa}\cdot\text{s}}$  为弱还原气氛下  $25\text{Pa}\cdot\text{s}$  黏度的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{1000\text{Pa}\cdot\text{s}}$  为弱还原气氛下  $1000\text{Pa}\cdot\text{s}$  黏度的温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

$R_N$  越高, 结渣倾向越严重,  $R_N$  越低, 结渣倾向越轻。

### 3.3.3.5 热显微镜法

热显微镜下的煤样加热燃烧形态的照片中, 止火后出现玻璃熔球, 说明煤有结渣性, 球直径尺寸  $D$  越大, 结渣倾向越严重。反之, 加热过程中变形不大的煤种, 则结渣性一般不强。燃烧  $\phi 12\text{mm}$ ,  $h = 10\text{mm}$  的煤样试验所得的判别界限为

$D < 0.3\text{mm}$	结渣轻微
$0.3 \leq D \leq 0.5\text{mm}$	结渣中等
$D > 0.5\text{mm}$	结渣严重

### 3.3.3.6 重力筛分法

重力筛分所用设备简单, 对结渣特性有较强的分辨力。国外一些大公司采用这种方法来研究煤的结渣性, 国内也有应用, 其判别界限如下:

(1) 粒密度大于  $2.5\text{g}/\text{cm}^3$  的重分组中,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  含量高的结渣严重。

(2) 粒密度小于或等于  $1.7\text{g}/\text{cm}^3$  的轻分组中, 碱金属

含量高的沾污严重。

3.3.3.7 电子探针法

根据灰的化学成分来确定煤的结渣特性有时不够准确，主要原因是化学分析不能给出煤中存在哪些具体的矿物成分。例如，煤灰中的  $\text{SiO}_2$  可能以石英形式存在，也可能以黏土矿物质形式存在，而这两种物质在高温炉膛中的表现性质却极为不同。用电子探针扫描电镜配以 X 射线衍射仪对低温灰化的煤灰样进行分析，可以弥补根据灰的化学成分来确定煤的结渣特性的不足。这种方法在国内虽已开始应用，但有待更多的积累试验数据。

3.3.4 煤灰沾污特性的判别方法

3.3.4.1 灰成分法

(1) 烟煤型灰  $[\text{Fe}_2\text{O}_3/(\text{CaO}+\text{MgO})>1]$  为

$$R_u=(B/A)\times\text{Na}_2\text{O}$$

判别界限为

$R_u<0.2$	沾污轻微
$0.2\leq R_u<0.5$	沾污中等
$0.5\leq R_u\leq 1.0$	沾污重
$R_u>1.0$	沾污严重

根据国内研究，煤灰中的  $\text{Na}_2\text{O}$  分活性钠与稳定性钠两种，其中活性钠对沾污的影响更大，故以活性钠的含量作为判别煤灰的沾污性更为合理。煤灰中活性钠含量可用弱酸溶碱法测定，即

$$R_u=(B/A)\times\text{Na}_2\text{O}_h$$

式中： $\text{Na}_2\text{O}_h$  为煤灰中的活性钠含量，%。

判别界限为

$R_u<0.1$	沾污轻微
$0.1\leq R_u<0.25$	沾污中等
$0.25\leq R_u\leq 0.5$	沾污重
$R_u>0.5$	沾污严重

(2) 褐煤型灰  $(\text{Fe}_2\text{O}_3/(\text{CaO}+\text{MgO})<1$ ，且  $\text{CaO}+\text{MgO}>20\%$ ，即

$$R_u=\text{Na}_2\text{O}\%$$

国外的判别界限为

$R_u<3\%$	沾污中等
$3\%\leq R_u\leq 6\%$	沾污重
$R_u>6\%$	沾污严重

根据国内研究，褐煤型灰中的  $\text{Na}_2\text{O}$  大多为活性钠，故可不细分活性与稳定性。在对国内的褐煤型煤灰的沾污性进行判别时，建议采用更适合的判别界限，其判别界限为

$R_u<0.5\%$	沾污轻微
$0.5\%\leq R_u<1.0\%$	沾污中等
$1.0\%\leq R_u\leq 1.5\%$	沾污重
$R_u>1.5\%$	沾污严重

3.3.4.2 重力筛分法

前面已述及，粒密度小于或等于  $1.7\text{g}/\text{cm}^3$  的轻分组中，碱金属含量高的沾污倾向严重。

3.3.5 煤灰磨损特性的判别方法

煤灰的磨损特性与灰成分、颗粒大小、形状、硬度、密度、结渣性、可燃物含量等诸多因素有关。但灰的磨损特性主要决定于灰分含量及灰中的  $\text{SiO}_2$ 、 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  等成分，即

$$H_m=A_{ar}(\text{SiO}_2+0.8\text{Fe}_2\text{O}_3+1.35\text{Al}_2\text{O}_3)/100\quad(\%)$$

式中： $A_{ar}$  为煤中收到基灰分百分比，1、0.8、1.35 为相对硬度。

判别界限为

$H_m<10\%$	磨损轻微
$10\leq H_m\leq 20\%$	磨损中等
$H_m\geq 20\%$	磨损严重

3.4 我国煤的分类

3.4.1 煤的分类方法

我国煤炭根据 GB 5751—1986《中国煤炭分类》按煤的煤化程度及工艺性能进行煤的分类，见表 3.1-6。

考虑到电站用煤的特点，西安热工研究院和北京煤化所共同提出了我国发电厂用煤国家分类标准 VAMST，见表 3.1-7。

表 3.1-6 中国煤炭分类简表

类 别	符 号	包括数码	分 类 指 标					
			$V_{\text{daf}}$ (%)	$G$	$Y$ (mm)	$b$ (%)	$P_M^{\text{②}}$ (%)	$Q_{\text{gr},\text{net}}^{\text{③}}$ (MJ/kg)
无烟煤	WY	01, 02, 03	$\leq 10.0$					
烟煤	贫 煤	PM	$>10.0\sim 20.0$	$\leq 5$				
	贫瘦煤	PS		$>5\sim 20$				
	瘦 煤	SM		$>20\sim 65$				
	焦 煤	JM	$>20.0\sim 28.0$ $>10.0\sim 28.0$	$>50\sim 65$ $>65^{\text{①}}$	$\leq 25.0$	$(\leq 150)$		
	肥 煤	FM	$>10.0\sim 37.0$	$(>85)^{\text{①}}$	$>25.0$	$^{\text{①}}$		
	1/3 焦煤	1/3JM	$>28.0\sim 37.0$	$>65^{\text{①}}$	$\leq 25.0$	$(\leq 220)$		
	气肥煤	QF	$>37.0$	$(>85)^{\text{①}}$	$>25.0$	$(>220)$		
	气 煤	QM	$>28.0\sim 37.0$ $>37.0$	$>50\sim 65$ $>35$	$\leq 25.0$	$(\leq 220)$		
	1/2 中黏煤	1/2ZN	$>20.0\sim 37.0$	$>30\sim 50$				
	弱黏煤	RN		$>5\sim 30$				
	不黏煤	BN		$\leq 5$				
褐 煤	长焰煤	CY	$>37.0$	$\leq 35$			$>50$	
	HM	51, 52					$\leq 30$ $>30\sim 50$	$\leq 24$

注 分类用的煤样，除  $A_d\leq 10.0\%$  的不需减灰外，对  $A_d>10.0\%$  的煤样，应采用氯化锌重液选后的浮煤样（对易泥化的褐煤也可采用灰分较低的原煤），详见 GB 474—1996《煤样的制备方法》。

分类指标符号意义： $V_{\text{daf}}$ —干燥无灰基挥发分； $G$ —烟煤的黏结数； $Y$ —烟煤的胶质层最大厚度，mm； $b$ —烟煤的奥亚膨胀度，%； $P_M$ —煤样的透光率，%； $Q_{\text{gr},\text{net}}$ —煤的恒湿无灰高位发热量，MJ/kg。

① 对  $G>85$  的煤，再用  $Y$  值或  $b$  值来区分肥煤、气肥煤与其他煤类。当  $Y>25.0\text{mm}$  时，应划分为肥煤或气肥煤；当  $Y\leq 25.0\text{mm}$  时，应根据其  $V_{\text{daf}}$  的大小划为相应的其他煤类。

按  $b$  值划分类别时， $V_{\text{daf}}\leq 28.0\%$ 、暂定  $b>150\%$  的为肥煤； $V_{\text{daf}}>28.0\%$ 、暂定  $b>22\%$  的为肥煤或气肥煤。

如按  $b$  值和  $Y$  值划分的类别有矛盾时，以  $Y$  值划分的类别为准。

② 对  $V_{\text{daf}}>37.0\%$ 、 $G\leq 5$  的煤，再以透光率  $P_M$  来区分其为长焰煤或褐煤。

③ 对  $V_{\text{daf}}>37.0\%$ 、 $P_M>30\%\sim 50\%$  的煤，再测  $Q_{\text{gr},\text{net}}$ ，如其值大于  $24\text{MJ}/\text{kg}$  ( $5700\text{cal}/\text{g}$ )，应划分为长焰煤。



表 3.1-7 发电厂用煤国家分类标准 (VAMST)①

分类指标	煤种名称	等级	代号	分级界限 (%)	辅助分类指 标界限值	鉴定方法
挥发分 $V_{daf}$ ②	超低挥发分无烟煤	特级	$V_0$	$\leq 6.5$	$Q_{net,rv,ar} > 23\,023\text{kJ/kg}$	GB/T 212—2001 GB/T 213—2003
	低挥发分无烟煤	1 级	$V_1$	$> 6.5 \sim 9$	$Q_{net,rv,ar} > 20\,930\text{kJ/kg}$	
	低中挥发分贫瘦煤	2 级	$V_2$	$> 9 \sim 19$	$Q_{net,rv,ar} > 18\,418\text{kJ/kg}$	
	中挥发分烟煤	3 级	$V_3$	$> 19 \sim 27$	$Q_{net,rv,ar} > 16\,325\text{kJ/kg}$	
	中高挥发分烟煤	4 级	$V_4$	$> 27 \sim 40$	$Q_{net,rv,ar} > 15\,488\text{kJ/kg}$	
	高挥发分烟褐煤	5 级	$V_5$	$> 40$	$Q_{net,rv,ar} > 11\,721\text{kJ/kg}$	
灰分 $A_d$ ( $A_z$ )③	常灰分煤	1 级	$A_1$	$\leq 34$ ( $\leq 7$ )		GB/T 212—2001
	高灰分煤	2 级	$A_2$	$> 34 \sim 45$ ( $7 \sim 13$ )		
	超高灰分煤	3 级	$A_3$	$> 45$ ( $> 13$ )		
外在水分 $M_t$	常水分煤	1 级	$M_1$	$\leq 8$	$V_{daf} \leq 40\%$	GB/T 211—2007 GB/T 212—2001
	高水分煤	2 级	$M_2$	$> 8 \sim 12$	$V_{daf} \leq 40\%$	
	超高水分煤	3 级	$M_3$	$> 12$		
全水分 $M_f$	常水分煤	1 级	$M_1$	$\leq 22$	$V_{daf} > 40\%$	
	高水分煤	2 级	$M_2$	$> 22 \sim 40$		
	超高水分煤	3 级	$M_3$	$> 40$		
硫分 $S_{d,t}$ ( $S_{v,t}$ )④	低硫煤	1 级	$S_1$	$\leq 1$ ( $\leq 0.2$ )		GB/T 214—2007
	中硫煤	2 级	$S_2$	$> 1 \sim 2.8$ ( $> 0.2 \sim 0.55$ )		
	高硫煤	3 级	$S_3$	$> 2.8$ ( $> 0.55$ )		
煤灰熔融性 ST	不结渣煤	1 级	$T_{2-1}$	$> 1350^\circ\text{C}$	$Q_{net,v,ar} > 12\,558\text{kJ/kg}$	GB/T 219—1996 GB/T 213—2003
				不 限	$Q_{net,v,ar} \leq 12\,558\text{kJ/kg}$	
	易结渣煤	2 级	$T_{2-2}$	$\leq 1350^\circ\text{C}$	$Q_{net,v,ar} > 12\,558\text{kJ/kg}$	

① 煤的采样按 GB 475—1996《商品煤样采取方法》；煤样缩制按 GB 474—1996。

②  $Q_{net,rv,ar}$  低于下限时应划归  $V_{daf}$  数值较低的 1 级。

③  $A_z = 4186A_{ar}/Q_{net,v,ar}$ 。

④  $S_{v,t} = 4186S_{ar}/Q_{net,v,ar}$ 。

3.4.2 动力用煤的一般特性

作为动力用煤主要考虑其燃烧性能。我国动力用煤主要有无烟煤、贫煤、烟煤、褐煤等。由于它们的成分和特性不同，在燃烧中的反应也显著不同，只有清楚了解它们的特性，才能设计出优质的锅炉产品，获得最佳的运行性能。

3.4.2.1 无烟煤

无烟煤是生成年龄最老、煤化程度最高的煤种。由于其挥发分低 ( $V_{daf} \leq 10\%$ )，着火稳燃困难，不易燃尽。因其含碳量高，水分、灰分含量不多 ( $A_{ar} = 6\% \sim 25\%$ ， $M_{ar} = 1\% \sim 9\%$ )，故发热量一般较高， $Q_{net,v,ar}$  为  $25\,000 \sim 32\,500\text{kJ/kg}$ 。在无烟煤燃烧方面难度最大的是  $V_{daf} \leq 6.5$  的超低挥发分无烟煤；而灰分较大且灰熔融温度较低的无烟煤燃烧时则容易产生结渣。

我国无烟煤储量较多，主要分布于华北、中南、西南及福建省。我国部分无烟煤的煤质特性见表 3.1-8。

3.4.2.2 贫煤

贫煤的煤化程度略低于无烟煤，干燥无灰基挥发分  $V_{daf}$  含量为  $10\% \sim 20\%$ 。贫煤的发热量一般低于无烟煤，其着火稳燃、燃尽也比较困难。 $V_{daf}$  低于  $15\%$  的贫煤通常和无烟煤一起被称为低挥发分煤。我国部分贫煤的煤质特性见表 3.1-9。

3.4.2.3 烟煤

烟煤干燥无灰基挥发分  $V_{daf}$  含量为  $20\% \sim 45\%$ ，一般含

碳量也比较高，着火稳燃、燃尽比较容易。也有一些含灰量与含水量比较高的烟煤， $A_{ar}$  达  $40\%$  以上，低位发热量低于  $16\,700\text{kJ/kg}$ ，其着火燃烧也比较困难。这部分煤被称为劣质烟煤。

我国烟煤储量多，分布广，几乎各省区都有烟煤的储藏与开采。我国部分烟煤的煤质特性见表 3.1-10。

3.4.2.4 褐煤

褐煤的煤龄最轻，煤化程度最浅， $V_{daf}$  含量为  $40\% \sim 50\%$ ， $M_{ar}$  为  $20\% \sim 50\%$ ， $A_{ar}$  高的可达  $40\% \sim 50\%$ 。因其水分、灰分含量比较高，所以发热量较低， $Q_{net,v,ar} = 16\,200 \sim 7000\text{kJ/kg}$ 。但因其挥发分含量高，很易着火燃烧。褐煤中水  $M_{ar} = 40\% \sim 60\%$  以上者可成为高水分褐煤；灰分  $A_{ar} = 40\% \sim 50\%$  以上者可称为高灰分褐煤。褐煤的另一个特点是含氧量高， $O_{ar} = 8\% \sim 10\%$ ，因而容易自燃。

按苏联及国际分类法规定，褐煤与烟煤的分界线是： $Q_{gr,v,ar} \frac{100}{100 - A_{ar}} < 23\,849\text{kJ/kg}$  的煤属于褐煤，大于  $23\,849\text{kJ/kg}$  的煤则属于烟煤。

褐煤燃烧中最困难的问题是防止由于灰熔融温度低（一般 ST 小于  $1200^\circ\text{C}$ ）而造成的燃烧结渣问题。

我国褐煤主要分布于内蒙、东北、云南、山东、广西等地，我国部分褐煤的煤质特性见表 3.1-11。

表 3.1-8 我国部分无烟煤的煤质特性

矿区	收到基元素分析							空气干燥 基水分	干燥无灰 基挥发分	哈氏可磨 性指数	低位发 热值	特征温度		
	$C_{ar}(\%)$	$H_{ar}(\%)$	$O_{ar}(\%)$	$N_{ar}(\%)$	$S_{ar}(\%)$	$A_{ar}(\%)$	$M_{ar}(\%)$	$M_{ad}(\%)$	$V_{daf}(\%)$	HGI	$Q_{net,v,ar}$ (kJ/kg)	DT (℃)	ST (℃)	FT (℃)
阳泉	65.35	1.96	4.19	1.02	1.31	21.17	5.00	1.87	8.99	71	23 283	1400	1500	>1500
永安	57.96	1.25	1.89	0.53	1.17	28.00	9.20	1.09	2.98	62	20 097	1280	1360	1400
纳塘	63.14	2.36	1.36	0.86	0.62	23.66	8.00	1.95	8.05	60	23 354	1190	1400	>1500
滇东	70.14	2.42	1.85	1.13	0.82	16.95	6.69	1.80	9.05	82	26 150	1284	1364	1404

注 因矿井、煤层不同以及其他因素的影响，煤质成分及特性会有所变化，以上煤质成分及特性仅供参考。

表 3.1-9 我国部分贫煤的煤质特性

矿区	收到基元素分析							空气干燥 基水分	干燥无灰 基挥发分	哈氏可磨 性指数	低位发 热值	特征温度		
	$C_{ar}(\%)$	$H_{ar}(\%)$	$O_{ar}(\%)$	$N_{ar}(\%)$	$S_{ar}(\%)$	$A_{ar}(\%)$	$M_{ar}(\%)$	$M_{ad}(\%)$	$V_{daf}(\%)$	HGI	$Q_{net,v,ar}$ (kJ/kg)	DT(℃)	ST(℃)	FT(℃)
长治	64.09	3.04	3.1	0.92	0.35	21.5	7.00	1.2	14.91	90	24 390	1400	1470	1502
西山	63.19	3.14	3.20	1.09	1.62	21.64	6.12	0.70	16.00	86	24 330	>1500	>1500	>1500
永城	61.09	2.76	2.24	0.91	0.40	19.12	3.8	0.76	11.27	66	23 400	1300	1410	>1500
登封	67.50	2.91	2.40	1.19	0.42	16.89	8.69	1.05	13.43	68	25 620	1360	1380	1390

注 因矿井、煤层不同以及其他因素的影响，煤质成分及特性会有所变化，以上煤质成分及特性仅供参考。

表 3.1-10 我国部分烟煤的煤质特性

矿区	收到基元素分析							空气干燥 基水分	干燥无灰 基挥发分	哈氏可磨 性指数	低位发 热值	特征温度		
	$C_{ar}(\%)$	$H_{ar}(\%)$	$O_{ar}(\%)$	$N_{ar}(\%)$	$S_{ar}(\%)$	$A_{ar}(\%)$	$M_{ar}(\%)$	$M_{ad}(\%)$	$V_{daf}(\%)$	HGI	$Q_{net,v,ar}$ (kJ/kg)	DT(℃)	ST(℃)	FT(℃)
东胜	61.47	3.35	9.95	0.69	0.63	7.46	16.45	10.25	30.85	63	22 873	1120	1150	1180
大同	71.21	4.22	8.49	0.89	1.58	9.65	3.99	2.49	31.25	56	28 000	1070	1100	1180
淮南	49.6	3.00	3.054	0.855	0.50	31.00	12.00	7.20	40.35	62	18 840	1427	1485	1495
灵武	60.12	3.14	12.05	0.60	0.50	7.59	16.00	9.22	31.31	76	22 020	1180	1220	1250

注 因矿井、煤层不同以及其他因素的影响，煤质成分及特性会有所变化，以上煤质成分及特性仅供参考。

表 3.1-11 我国部分褐煤的煤质特性

矿区	收到基元素分析							空气干燥 基水分	干燥无灰 基挥发分	哈氏可磨 性指数	低位发 热值	特征温度		
	$C_{ar}(\%)$	$H_{ar}(\%)$	$O_{ar}(\%)$	$N_{ar}(\%)$	$S_{ar}(\%)$	$A_{ar}(\%)$	$M_{ar}(\%)$	$M_{ad}(\%)$	$V_{daf}(\%)$	HGI	$Q_{net,v,ar}$ (kJ/kg)	DT(℃)	ST(℃)	FT(℃)
元宝山	35.44	2.77	8.29	0.43	0.89	24.41	27.77	9.22	41	70	12 527	1260	1300	1330
龙口	38.79	3.46	9.13	0.95	0.55	25.52	21.60	12.80	48.0	45	14 640	1110	1130	1160
小龙潭	35.83	2.4	12.04	0.98	1.39	11.84	35.35	10.25	53.41	40	12 347	1060	1110	1130
霍林河	31.57	2.22	9.07	0.57	0.43	27.49	28.65	11.47	48.37	60	11 304	1150	1300	1450

注 因矿井、煤层不同以及其他因素的影响，煤质成分及特性会有所变化，以上煤质成分及特性仅供参考。

3.5 煤质的特种分析及判别指数

3.5.1 煤质的特种分析

煤质的特种分析是一些特殊的燃料特性分析方法，它较常规使用的方法能够更确切地表征出各种煤的燃烧特性和灰渣特性，如煤的着火特性、燃烧反应速率、燃尽程度、燃烧中煤渣的表面状态及形态变化等。

目前，煤的特种分析主要有以下几种方法：热天平、热显微镜、着火指数炉、比表面积测定、重力筛分、灰的黏温特性测定、沉降炉及可控混合过程炉等。

3.5.1.1 热天平法

热天平主要由温度控制、测量、记录和气氛控制四大系统组成。温度控制系统能在较宽的温度（从室温到 1000℃、1600℃）范围内按所要求的程序及速度控制试样温度，并保

证试样温度均匀。它包括有足够均温区的炉子及与之配套的程序温度控制装置。测量系统是热分析仪的核心，能随温度变化及时准确的测量试样的某些物理性质。记录系统能够自动记录被测参数与温度之间的关系。气氛系统能够为热分析试验提供符合要求的气氛条件。

用热天平法测定煤的热力特性主要有以下手段：热重法（TG）、微商热重法（DTG）、差热分析（DTA）、差示扫描量热法（DSC）和逸出气分析（EGA）。

（1）热重法（TG）。热重法是在程序控制温度下，测量物质的质量与温度关系的一种技术。由此得到的记录曲线称为热重曲线（TG 曲线），见图 3.1-5。

（2）微商热重法（DTG）。微商热重法是 TG 曲线对温度（或时间）的一阶微商，由此得到的记录曲线是微商热重曲线（DTG 曲线），见图 3.1-5。

(3) 差热分析 (DTA)。差热分析是在程序控制温度下, 测量物质和参比物的温度差与温度的关系的一种技术, 由此得到差热曲线 (DTA 曲线), 见图 3.1-5。

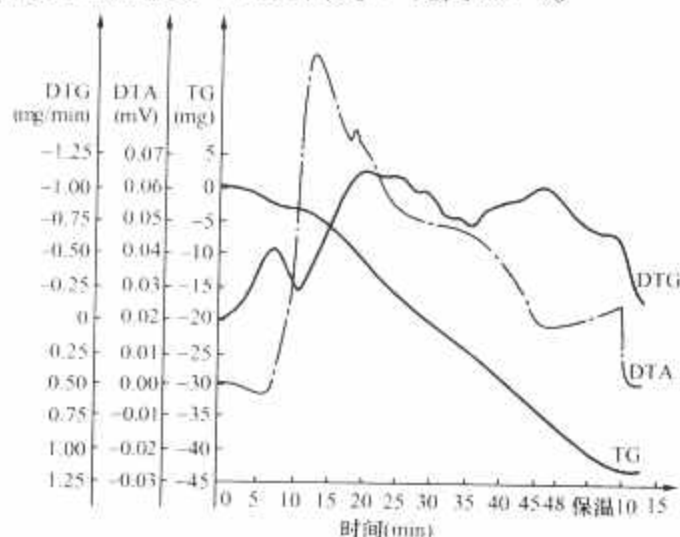


图 3.1-5 热分析曲线

(4) 差示扫描量热法 (DSC)。差示扫描量热法是在程序控制温度下测量输入到物质和参比物的功率差与温度的关系的一种技术, 由此得到差示扫描量热曲线 (DSC 曲线)。

(5) 逸出气分析 (EGA)。逸出气分析是在程序控制温度下测量从物质释放出的挥发性产物的性质和 (或) 数量与温度的关系的技术。

#### 3.5.1.2 热显微镜法

热显微镜不仅可用于柱体法测定煤灰的熔融特性, 而且可用来观测和拍摄煤从着火到燃尽, 灰渣从变形到流动的形态变化全过程。规范试验结果表明, 煤的燃烧形态可以粗略地分成膨胀型、收缩型、不变型和釉质型四类, 各类分别代表不同的燃烧性能。

#### 3.5.1.3 煤粉着火指数炉法

以一定流量的空气携带煤粉, 缓慢地流经立式电炉石英玻璃管, 含粉气流经过滤器后由真空泵排出。随炉膛温度升高, 煤粉在管中着火, 取其能使煤粉产生连续火花群的最低炉膛温度作为煤粉沉降着火指数。

#### 3.5.1.4 比表面积测定法

煤粉和煤焦的比表面积影响燃烧性能, 此值越大, 燃烧性能越好。目前国内采用两种测试方法: BET 法和压汞法。研究表明, 煤焦的 BET 比表面积大于压汞法测得的比表面积。

#### 3.5.1.5 煤粉的重力筛分法

重力筛分法是用重力筛分器 (充以不同密度的溶剂) 将各种密度的煤粉分离出来, 干燥后再进行灰成分分析, 以测量各成分的偏析情况。研究表明, 锅炉炉膛内结渣和受热面积灰与煤中矿物质发生偏析的程度有一定关系。重组分煤粉中 FeS 高, 则炉膛结渣严重; 轻组分煤粉中活性碱含量高, 则对流受热面积灰较严重。

#### 3.5.1.6 灰的黏温特性测定法

灰的黏温特性测定法是用钢丝扭矩式高温灰渣黏度计在还原性气氛条件下, 在 1000℃ 以上温度范围测定灰渣的黏度, 绘制成黏温特性曲线, 见图 3.1-6。图中由温度 1000、1500℃ 和黏度 50、2000Pa·s 四条线围成的区域称作结渣区。一般说来, 曲线越靠近左边侧, 越陡, 则越易结渣。

#### 3.5.1.7 管式沉降炉法

管式沉降炉是一种微量煤粉电加热的一维流动热态试验炉, 它更接近于实际煤粉燃烧情况。一般, 这种装置由反应炉、预热炉、给粉系统、配风系统和取样系统几部分构成。

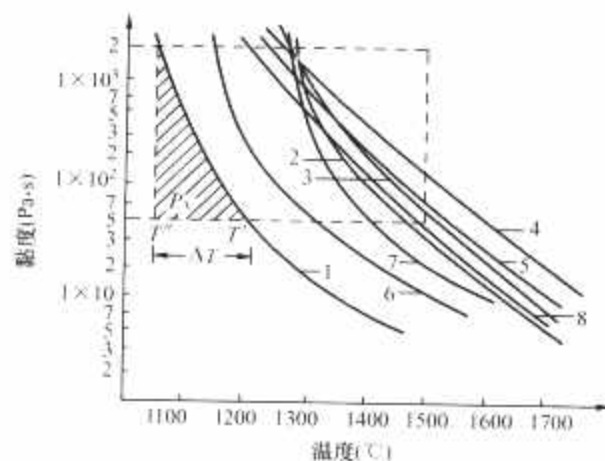


图 3.1-6 黏温特性曲线

1—云冈; 2—平旺; 3—冰沟; 4—八宝;  
5—平庄; 6—分一; 7—分五; 8—常村

在该装置上可进行下列研究:

(1) 研究煤的高温热解特性, 包括热解效率试验、煤粉的膨胀特性试验、热冲击试验等。

(2) 研究煤和碳的燃尽特性。

(3) 研究碳的表观动力学参数, 确定活化能和反应级数。

(4) 进行环保方面的研究。

#### 3.5.1.8 一维燃烧炉法

一维炉属于一维柱塞流动的煤粉燃烧热态试验研究设备, 见图 3.1-7。它同沉降炉的主要区别是炉膛功率增大至几千焦耳每小时至几百千焦耳每小时, 使得煤粉射流一经着火燃烧后自身热量即可维持连续燃烧。一维炉法可与前述的各项方法研究结果进行对比和验证, 因而是一个较高级的燃料特性综合研究方法, 但所需人力、物力较大, 只能进行重点研究。

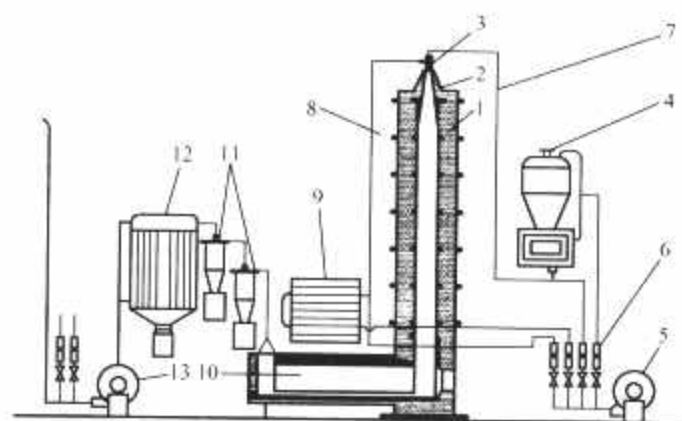


图 3.1-7 一维燃烧炉系统

1—炉体; 2—锥形炉顶; 3—燃烧器; 4—给粉机;  
5—送风机; 6—流量计; 7—一次风管; 8—二次  
风管; 9—空气预热炉; 10—尾部烟道; 11—除  
尘器; 12—烟气冷却器; 13—引风机

#### 3.5.2 煤质的燃烧特性判别指数

##### 3.5.2.1 煤质的着火稳定性判别指数

判别着火稳定性可采用煤质分析法、着火指数炉法和热天平法。煤质分析数据主要根据干燥无灰基挥发分  $V_{daf}$  的含量, 同时参考煤质的灰分  $A_{ar}$ 、水分  $M_{ar}$  及发热量来判断煤质的着火稳定性。这种方法尽管不能完全准确地反映煤的着火稳定性, 但由于使用简单、方便, 在一般设计中普遍采用。

(1) 煤质分析法。一般采用煤质的着火稳定指数  $R_w$  来判别, 即

$$R_w = 3.59 + 0.054V_{daf}$$



判别界限为

$R_w < 4.02$	极难着火
$4.02 \leq R_w < 4.67$	难着火
$4.67 \leq R_w < 5.0$	中等着火
$5.0 \leq R_w < 5.59$	易着火
$R_w \geq 5.59$	极易着火

(2) 着火指数炉法和热天平法。着火指数炉法和热天平法均是在专用设备上按一定的规范测出煤质的有关数据，然后对数据进行分析判断。

3.5.2.2 煤质的燃尽性判别指数

判别燃尽性可采用煤质分析法、热天平法、比表面积法、沉降炉法。过去一般认为煤质的着火稳定性好，其燃尽性也好。但最近国内许多研究表明，干燥无灰基挥发分相同的煤燃尽时间有时差别较大。

(1) 煤质分析法。一般采用煤质的燃尽指数  $R_J$  来判别，即

$$R_J = 1.22 + 0.11V_{daf}$$

判别界限为

$R_J < 2.5$	极难燃尽
$2.5 \leq R_J < 3.0$	难燃尽
$3.0 \leq R_J < 4.4$	中等燃尽
$4.4 \leq R_J < 5.29$	易燃尽
$R_J \geq 5.29$	极易燃尽

(2) 热天平法、比表面积法和沉降炉法。热天平法、比表面积法和沉降炉法也都是在专用设备上按一定的规范测出煤质的有关数据，然后对数据进行分析判断。

3.6 液体与气体燃料

3.6.1 液体燃料

锅炉燃用的主要是重油，轻柴油则作为锅炉点火时的用油，重柴油也只在个别电厂作为锅炉低负荷助燃燃料。

重油所含成分的分析较复杂，但其元素组成也是碳、氢、氧、氮、硫及少量的水分和灰分，我国部分重质燃料油油质资料见表 3.1-12。重油可分为燃料重油和渣油。重油按其在 50℃ 时的恩氏黏度  $E_{50}$  分为 20、60、100 和 200 等四个牌号，其质量指标见表 3.1-13。

表 3.1-12 我国部分重质燃料油油质资料

名 称	元素组成 (%)					密度 $\rho_{20}^t$ (kg/m <sup>3</sup> )	运动黏度 (mm <sup>2</sup> /s)		残炭 (%)	闪点 (℃)	凝点 (℃)	低位热值 $Q_{net,v,ar}$ (kg/kg)
	C <sub>ar</sub>	H <sub>ar</sub>	S <sub>ar</sub>	O <sub>ar</sub>	N <sub>ar</sub>		800℃	100℃				
大庆原油减压渣油	86.5	12.56	0.17	—	0.37	0.930	281.5	129.7	—	339	23	42 291
山东原油减压渣油	86.82	11.16	1.32	—	0.7	0.989 5	605.5	1647	16.7	—	48.5	41 081
大港原油减压渣油	86.69	12.7	0.29	0.07	—	0.949 6	429.8	159.1	10.4	>300	41	42 504
江汉原油减压渣油	85.74	11.24	3.0	—	—	0.983 8	—	741.7	15.02	—	—	40 980
玉门原油减压渣油	83.17	11.58	0.25	—	—	0.981	777	265	11.72	301	32	41 855
克拉玛依原油减压渣油	88.21	11.57	0.21	—	—	0.961 5	—	—	—	322	20	41 860
大庆原油常压重油	87.57	12.26	0.17	—	—	0.916 2	58.4	29.2	—	257	38	42 341
山东原油常压重油	85.78	11.72	1.32	—	—	0.965 6	779.6	286.9	11.36	—	—	41 303
大港原油常压重油	87.91	11.91	0.18	—	—	0.920 2	47.1	23.93	5.3	233	38	42 144
江汉原油常压重油	84.83	12.17	3.0	—	—	0.921 8	—	15.71	4.54	—	43	41 629
玉门原油常压重油	88.03	11.76	0.21	—	—	0.949	101.6	46.63	—	220	27	41 985
克拉玛依原油常压重油	87.67	12.29	0.14	—	—	0.914 3	102.6	39.88	—	208	—1	42 370

表 3.1-13 我国重油质量指标

项 目		重油牌号			
		20 号	60 号	100 号	200 号
黏度	(°E80) 不大于	5.0	11	15.5	5.5~9.9 (°E100)
凝固点	(℃) 不高于	15	20	25	36
闪点(开式)	(℃) 不低于	80	100	120	130
灰分(质量分数)	(%) 不大于	0.3	0.3	0.3	0.3
水分(质量分数)	(%) 不大于	1.0	1.5	2.0	2.0
含硫量(质量分数)	(%) 不大于	1.0	1.5	2.0	3.0
机械杂质含量(质量分数)(%)	不大于	1.5	2.0	2.5	2.5

由于各种牌号重油的黏度存在差异，使用时应适用于不同的喷嘴，以保证良好的雾化燃烧。20 号重油适用于较小喷嘴(30kg/h 以下)的燃油锅炉；60 号重油适用于中等喷嘴的工业炉或船用锅炉；100 号重油适用于大型喷嘴的各种

锅炉；200 号重油适用于与炼油厂有直接输送管道的具有大型喷嘴的锅炉。60、100、200 等 3 个牌号重油在使用时应先进行预热，牌号越大的重油预热温度要求越高。

石油炼制过程中排出的残余物，不经处理直接作为燃料，习惯上称之为渣油。渣油没有统一的质量指标。燃用渣油时一般均需预热，以利输送和雾化。

重油的主要性质有黏性、密度、闪点、燃点、凝固点、硫分、灰分、机械杂质、发热量和残碳等。油的运输、储存、雾化和燃烧都受这些特性的影响。

3.6.2 气体燃料

3.6.2.1 气体燃料的分类

通常气体燃料按来源可分为天然气和人工气两类。气体燃料按发热量可分为低热值煤气( $Q_{net,ar} \leq 6280 \sim 10\,450 \text{ kJ/m}^3$ )，如高炉煤气、发生炉煤气等；高热值煤气( $Q_{net,ar} > 16\,720 \text{ kJ/m}^3$ )，如天然气等；介于高热值和低热值煤气之间的煤气称为中热值煤气。各种煤气的主要成分为氢( $\text{H}_2$ )、一氧化碳( $\text{CO}$ )、甲烷( $\text{CH}_4$ )以及其他碳氢化合物

( $C_mH_n$ )等。

(1) 天然气体燃料。天然气体燃料按照其贮藏特点可分为气田气(天然气)、油田气(油田伴生气)、煤田气(矿井瓦斯)三种。

(2) 人工气体燃料。主要的人工气体燃料有气化炉煤气、焦炉煤气、高炉煤气、转炉煤气、液化石油气、油制气(热裂解气和催化裂解气)、沼气等。

我国常用的有代表性的燃气成分及特性见表 3.1-14。

表 3.1-14 我国常用的有代表性的燃气成分及特性

序号	燃气种类	成分(体积分数)(%)										标态下低位热值 $Q_{net,v,ar}$ (kJ/m <sup>3</sup> )
		H <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	
1	天然气①	—	—	98.0	$C_mH_n$ 0.4	0.3	0.3	1.0	—	—	—	36 533
2	油田伴生气	—	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> 7.4	80.1	$C_mH_n$ 2.4	3.8	2.3	0.6	—	3.4	—	43 572
3	炼焦煤气	59.2	8.6	23.4	2.0	—	—	3.6	1.2	2.0	—	17 589
4	混合煤气	48.0	20.0	13.0	1.7	—	—	12.0	0.8	4.5	—	13 836
5	高炉煤气	1.8	23.5	0.3	—	—	—	56.9	—	17.5	—	3265
6	矿井气	—	—	52.4	—	—	—	36.0	7.0	4.6	—	18 768
7	高压气化气	59.3	24.8	14.0	—	—	0.2	0.8	—	—	0.9	14 797
8	液化石油气	—	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> 54.0	1.5	10.0	4.5	26.2	—	—	—	—	114 875
9	液化石油气	—	—	—	—	50.0	50.0	—	—	—	—	108 199

① 仅指气井气。

3.6.2.2 气体燃料的燃烧特性

(1) 着火温度。大气压力下部分可燃气体在空气中的着火温度见表 3.1-15。

表 3.1-15 大气压力下部分可燃气体在空气中的着火温度

可燃气体	分子式	着火温度 (℃)
氢	H <sub>2</sub>	530~590
一氧化碳	CO	610~658
甲烷	CH <sub>4</sub>	645~850
乙烷	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	530~594
丙烷	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	530~558
丁烷	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	490~569
己烷	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	300~630
辛烷	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	275
乙炔	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	335~500
硫化氢	H <sub>2</sub> S	290~487
高炉煤气		530
焦炉煤气		300~500
发生炉煤气		530
天然气		530

(2) 着火浓度极限。在室温和大气压力下部分可燃气体的着火浓度极限见表 3.1-16。

表 3.1-16 在室温和大气压力下可燃气体的着火浓度极限(在空气中的容积比)

燃 料	着 火 范 围	
	下限 (%)	上限 (%)
甲 烷	5.00	15.00
乙 烷	3.22	12.45
丙 烷	2.37	9.50

续表

燃 料	着 火 范 围	
	下限 (%)	上限 (%)
丁 烷	1.86	8.41
戊 烷	1.40	8.00
己 烷	1.25	6.90
庚 烷	1.00	6.00
乙 烷	3.00	34.00
丙 烯	2.00	11.10
丁 烯	1.70	9.00
汽油气	1.00	6.00
煤油气	1.40	7.50
天然气	5.00	16.00
一氧化碳	12.50	74.20
氢	4.00	74.20

3.7 燃料特性对锅炉设计和运行的影响

燃料品种和特性是锅炉设计和运行的主要依据。燃用不同特性的燃料，锅炉设计中热力特性参数的选取、本体结构的布置、燃烧方式和制粉系统的选择都会有所不同，随之必须采取不同的运行参数和方式。

对锅炉设计和运行影响较大的燃料特性主要有燃料的着火稳定性、燃尽性和结渣性。

燃料的着火稳定性、燃尽性与燃料中挥发分、水分、灰分的含量，特别是挥发分的含量有着直接的关系。

在设计低挥发分燃料的锅炉时，一般选取较大的断面热负荷即较小的炉膛断面尺寸、较大的炉膛高度、较高的二次风温和一次风温、较细的煤粉细度，采用低负荷稳燃效果好的燃烧器，以及在炉膛内燃烧器区域敷设适当面积的卫燃带等。而在锅炉的运行中，应注重采取措施保证锅炉的稳燃，提高燃料的燃尽率。对于高挥发分燃料，设计和运行则要考

虑防止燃烧器喷口烧坏和制粉系统的防爆。

燃料的含水量越高,可燃物质就相对减少,发热量就降低;且在燃烧时,水分蒸发还要吸收一部分热量,使燃料的有效热能降低,也降低了理论燃烧温度,使高水分燃料的着火和燃尽存在困难。燃料水分过高,容易导致煤仓和给粉机内都出现煤粉黏结,送粉管道堵塞,因此要求制粉系统的干燥出力较大,即较高的热风温度和较大的通风量。要维持锅炉负荷不变,则需要增大燃料量,更使烟气体积增加,导致炉膛出口后的各级对流受热面烟温以及锅炉排烟温度升高,使得引风机的耗电量增大及锅炉效率下降。烟气中的水分含量高,也容易引起尾部受热面堵灰和低温腐蚀。

燃料的灰分在燃烧过程中不但不会发出热量,而且还要吸收热量。灰分含量越大,发热量越低,容易导致着火困难和着火延迟,同时炉膛温度降低,煤的燃尽程度降低,同时灰分还会裹在内层焦炭上形成灰壳,阻碍氧气向焦炭表面扩散,降低燃烧速度,这都会造成燃烧不良,使得飞灰、大渣可燃物高。灰分过高,还会造成输煤、制粉、引风、除尘等设备和对流受热面磨损,以及对流受热面的沾污、积灰或堵灰,也给灰渣处理带来困难。因此燃用高灰分的燃料时,必须对锅炉及其辅助系统做相应的专门设计,同时日常运行的维护也要加强。

对燃用结渣性强的燃料,锅炉的设计和运行须着重采取措施防止或减轻锅炉结渣。锅炉在设计时要选取较小的容积热负荷、断面热负荷、燃烧器区域壁面热负荷以及较低的炉膛出口烟温,采用较大的屏间距,选择合理的燃烧器设计参数和结构形式,燃烧器距屏底和冷灰斗上沿有足够的距离,合理布置吹灰器等。在锅炉运行中,应加强燃料管理,通过燃烧调整试验建立合理的燃烧工况,如使炉内燃烧风粉均匀,在水冷壁附近形成氧化性气氛,确定合理的燃料配比等,建立正常的运行检查制度,及时发现、及时处理,加强吹灰器和除渣设备的运行与维护管理。

在锅炉的设计和运行中采取各种措施解决燃料的着火稳燃、燃尽、磨损和结渣问题时,往往存在一些矛盾。例如,为了加强燃料的着火稳燃,常常会带来结渣的问题;为减轻磨损,需降低烟速,而烟气流速过低,受热面更易积灰和沾污。所以在锅炉的设计和运行中应综合考虑燃料特性的影响。

## 4 物质平衡与热平衡

### 4.1 空气量和烟气量的计算

#### 4.1.1 空气量的计算

1kg 燃料完全燃烧时所需要的理论干空气量(过量空气系数  $\alpha=1$ ) 可由燃料中各可燃成分(C、H、S)在燃烧时所需空气量相加而成,即

$$\begin{aligned} V^0 &= \frac{1}{0.21} \left( 1.866 \frac{C_{ar}}{100} + 5.55 \frac{H_{ar}}{100} + 0.7 \frac{S_{ar}}{100} - 0.7 \frac{O_{ar}}{100} \right) \\ &= 0.0889 C_{ar} + 0.265 H_{ar} + 0.0333 S_{ar} - 0.0333 O_{ar} \\ &= 0.0889 K_{ar} + 0.265 H_{ar} - 0.0333 O_{ar} \end{aligned}$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

式中:  $K_{ar} = C_{ar} + 0.375 S_{ar}$ , 引入  $K_{ar}$  的理由是因为烟气分析时 CO<sub>2</sub> 及 SO<sub>2</sub> 是一起测定的,统称为 RO<sub>2</sub>。

理论空气量如用质量来表示则为

$$L^0 = 1.293 V^0 \quad (\text{kg/kg})$$

#### 4.1.2 烟气量的计算

燃料在理论空气量( $\alpha=1$ )下完全燃烧后所生成燃烧产

物的理论(最小)容积为

氮气的理论容积

$$V_{N_2}^0 = 0.79 V^0 + 0.8 \frac{N_{ar}}{100} \quad [\text{m}^3/\text{kg(标况下)}]$$

三元素气体容积

$$V_{RO_2} = 1.866 \frac{C_{ar} + 0.375 S_{ar}}{100}$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

水蒸气的理论容积

$$V_{H_2O}^0 = 0.111 H_{ar} + 0.0124 M_{ar} + 0.0161 V^0 + 1.24 W_{wk}$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

式中:  $W_{wk}$  为雾化用蒸汽消耗率, kg/kg 燃油。

烟气容积,在  $\alpha=1.0$  时,为

$$V_y^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

在  $\alpha>1.0$  时,烟气容积中水蒸气的容积为

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161(\alpha-1)V^0$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

烟气容积则为

$$V_y = V_y^0 + (\alpha-1)V^0 + 0.0161(\alpha-1)V^0$$

[m<sup>3</sup>/kg(标况下)]

也可按另一种方式整理,则

$$\begin{aligned} V_y &= V_{gy} + V_{H_2O} \quad [\text{m}^3/\text{kg(标况下)}] \\ V_{gy} &= V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \\ &= V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha-1)V^0 \end{aligned}$$

式中:  $V_{gy}$  为干烟气容积。

三元素气体容积份额等于在总压力为 0.098MPa 时的气体分压力,即

$$\begin{aligned} r_{RO_2} &= \frac{V_{RO_2}}{V_y} \\ r_{H_2O} &= \frac{V_{H_2O}}{V_y} \end{aligned}$$

烟气中的灰粒无量纲含量  $\mu$  为

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{A_{ar} a_{fh}}{100 G_y} \\ G_y &= 1 - \frac{A_{ar}}{100} + 1.306 \alpha V^0 \end{aligned}$$

式中:  $G_y$  为每千克燃料烟气的质量,为燃料的水分及可燃物质量与空气质量之和,不包括灰分在内(kg/kg);  $a_{fh}$  为烟气携带出炉膛的飞灰总灰量的份额,固态排渣煤粉炉  $a_{fh} \approx 0.9$ 。

#### 4.1.3 摩尔法

在空气量和烟气量的计算时,使用摩尔法较为灵活。只要简单地相加,便能进行炉烟分析,简化了气体混合物的燃烧计算。

摩尔简称摩,符号为 mol。1mol 任何粒子集体中均含有  $6.02 \times 10^{23}$  个粒子,1mol 任何粒子的粒子数叫阿伏加得罗常数。

1mol 任何粒子或物质的质量以克为单位时,在数值上



都与该粒子的相对原子质量或相对分子质量相等。单位物质的量的物质所具有的质量叫摩尔质量。摩尔质量的符号为  $M$ ，常用的单位为  $\text{g/mol}$  (或  $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$ )。

单位物质的量的气体所占的体积称作气体摩尔体积，符号为  $V_m$ ，常用的单位有  $\text{L/mol}$  (或  $\text{L} \cdot \text{mol}^{-1}$ ) 和  $\text{m}^3/\text{mol}$  (或  $\text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$ )。

由于  $1\text{mol}$  任何气体的体积在标准状态下 (气温为  $0^\circ\text{C}$ ，压强为  $101.325\text{kPa}$  时) 都约为  $22.4\text{L}$ ，因此，在标准状态下， $22.4\text{L}$  任何气体中都含有约  $6.02 \times 10^{23}$  个分子，即在相同的温度和压强下，相同体积的任何气体都含有相同数目的分子。空气和烟气的所有各种组成成分，包括水蒸气，都可以相当准确地当作理想气体来计算，因此每一千克分子气体的容积是  $22.4\text{m}^3$ 。

到目前为止，只将燃烧看成一种涉及燃料和氧的过程，见表 3.1-17。利用摩尔法，只要知道燃料元素分析值和炉烟分析值，可以很容易求出生成的干炉烟的摩尔数和干炉烟的分子量及每  $1\text{kg}$  燃料产生的干炉烟量。该法举例说明见表 3.1-18。

表 3.1-17                      燃烧的普通化学反应			
可 燃 物	反    应	kmol	kg
碳(反应生成 CO)	$2\text{C} + \text{O}_2 = 2\text{CO}$	$2+1=2$	$24+32=56$
碳(反应生成 CO <sub>2</sub> )	$\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	$1+1=1$	$12+32=44$
一氧化碳	$2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$	$2+1=2$	$56+32=88$
氢	$2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$	$2+1=2$	$4+32=36$
硫(反应生成 SO <sub>2</sub> )	$\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$	$1+1=1$	$32+32=64$
甲烷	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$1+2=1+2$	$16+64=80$
乙炔	$2\text{C}_2\text{H}_2 + 5\text{O}_2 = 4\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$2+5=4+2$	$52+160=212$
乙烯	$\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$1+3=2+2$	$28+96=124$
乙烷	$2\text{C}_2\text{H}_6 + 7\text{O}_2 = 4\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	$2+7=4+6$	$60+224=284$
硫化氢	$2\text{H}_2\text{S} + 3\text{O}_2 = 2\text{SO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	$2+3=2+2$	$68+96=164$

表 3.1-18                                      燃烧计算——摩尔法

基 本 数 据				燃料：烟煤									
1	过剩空气量：燃烧器区和省煤器区(%)		20/20	4	燃料输入热，1 000 000kJ/h		336.7						
2	空气中含有的水蒸气(kg/kg 干空气)		0.013	5	固体未完全燃烧热损失(%)		0.41						
3	燃料低位发热值(kJ/kg)		31 718	6	未燃尽碳(UBC)， $[5] \times [3]/337.27^{\text{①}}$		0.39						
燃烧产物计算													
7	元 素 分 析			8		9		10		11		12	
燃料成分		应用基	燃尽碳 (CB)	摩尔质量 (g/mol)	mol/kg 燃料 [7]/[8]		O <sub>2</sub> mol/燃料 成分 mol		理论 O <sub>2</sub> mol/kg 燃料 [9]×[10]		燃烧产物		
A	C	80.31	80.31										
B	UBC[h]		0.39										
C	CB[A]－[B]		79.92	12.011	66.54		1.0		66.54		CO <sub>2</sub>		
D	S	1.54		32.066	0.48		1.0		0.48		SO <sub>2</sub>		
E	H <sub>2</sub>	4.47		2.016	22.17		0.5		11.09		H <sub>2</sub> O		
F	H <sub>2</sub> O	2.90		18.015	1.61						H <sub>2</sub> O		
G	N <sub>2</sub>	1.38		28.013	0.49						N <sub>2</sub> (燃料)		
H	O <sub>2</sub>	2.85		31.999	0.89		－1.0		－0.89				
I	A	6.55											
K	总计	100.00			92.18				77.22				
空气成分，mol/kg 燃料										燃烧器区		省煤器区	
13	O <sub>2</sub> ——过剩空气中氧量			[11K]×[1]/100				15.44		15.44			
14	O <sub>2</sub> ——总氧量			[13]+[11K]				92.66		92.66			
15	N <sub>2a</sub> ——空气中			[14]×3.77 <sup>②</sup>				349.33		349.33			
16	干空气量			[14]+[15]				441.99		441.99			
17	H <sub>2</sub> O——空气中			[16]×[2]×1.608 <sup>③</sup>				9.24		9.24			
18	湿空气量			[16]+[17]				451.23		451.23			

续表

基 本 数 据			燃料：烟煤				
燃料烟气成分			19	20	21	22	23
			mol/kg 燃料	干烟气的成分 含量百分比 $100\times[19]/[19G]$	湿烟气的成分 含量百分比 $100\times[19]/[19H]$	摩尔质量 (g/mol)	烟气 g/kg 燃料 [19]×[22]
A	CO <sub>2</sub>	[9C]	66.54	15.39	14.30	44.010	2928
B	SO <sub>2</sub>	[9D]	0.48	0.11	0.10	64.065	31
C	O <sub>2</sub>	[13]	15.44	3.57	3.32	31.999	494
D	N <sub>2</sub> (燃料)	[9G]	0.49	0.11	0.11	28.013	14
E	N <sub>2</sub> (空气)	[15]	349.33	80.82	75.07	28.158	9836
F	H <sub>2</sub> O	[9E]+[9F]+[17]	33.02		7.10	18.015	595
G	干烟气总量	[A]至[E]的总和	432.28	100.00			13 303
H	湿烟气总量	[A]至[F]的总和	465.30		100.00		13 898

性 能 参 数			燃烧器区	省煤器区
24	湿烟气摩尔质量, g/mol	[23H]/[19H]		29.869
25	湿烟气含有的水蒸气(%)	$100\times[23F]/[23H]$		4.28
26	干烟气质量(g/1000kJ)	[23G]/[3]		419.4
27	湿烟气质量(g/1000kJ)	[23H]/[3]		438.2
28	湿烟气质量(kg/h)	[27]×[4]		147533
29	空气量(湿)(g/kg 燃料)	$[16]\times28.963^{①}+[17]\times18.015$	12 968	
30	空气量(湿)(g/1000kJ)	[29]/[3]	408.8	
31	空气量(湿)(kg/h)	[30]×[4]	137 643	

① 碳的发热量, kJ/kg。  
② 空气中氮气与氧气的体积比。  
③ 空气相对分子质量与水相对分子质量之比。  
④ 当干空气中 O<sub>2</sub> 为 0.209 46mol、N<sub>2</sub> 为 0.781 02mol、氩(Ar)为 0.009 16mol、CO<sub>2</sub> 为 0.000 33mol 时, 1mol 干空气的平均质量为 28.963g。

4.2 锅炉的空气平衡

大容量锅炉燃烧所需空气是由送风机经由空气预热器送进炉膛。在空气预热器里有小部分正压空气漏入负压烟道。若以  $\beta_{ky}$  表示空气预热器进口处的过量空气系数, 其值应为

$$\beta_{ky} = \beta'_{ky} + \Delta\alpha_{ky}$$

式中:  $\beta'_{ky}$  为空气预热器出口的过量空气系数;  $\Delta\alpha_{ky}$  为空气预热器漏风系数, 即漏风量与理论空气量之比, 见表 3.1-19。

表 3.1-19 额定负荷下锅炉各段烟道中的漏风系数		
烟 道		漏风系数
煤粉炉和燃油燃气锅炉的燃烧室	固态排渣的水冷壁管, 带金属护板的燃烧室	0.05
	同上, 但带有砖衬和护板	0.07
	同上, 但不带金属护板	0.1
	液态排渣燃烧室和带金属护板的燃油、气的燃烧室	0.05
	同上, 但不带金属护板	0.08
	负压旋风炉	0.03

烟 道		漏风系数
对流受热面	凝渣管, 炉膛上部的屏式过热器, $D>50\text{t/h}$ 第一锅炉管束	0
	$D\leq50\text{t/h}$ 第一锅炉管束	0.05
	$D\leq50\text{t/h}$ 第二锅炉管束	0.1
	每一级过热器	0.03
	再热器	0.03
	直流锅炉的过渡区	0.03
	$D>50\text{t/h}$ 锅炉每一级省煤器	0.02
	$D\leq50\text{t/h}$ 锅炉省煤器钢制	0.08
	铸铁的, 带护板的	0.1
	铸铁的, 不带护板的	0.2
	空气预热器	
	管式的对于 $D>50\text{t/h}$ 锅炉的每一级	0.03
	对于 $D\leq50\text{t/h}$ 锅炉的每一级再生式的(热段和冷段在一起)	0.06
选择性催化还原装置	对于 $D>50\text{t/h}$	0.2
	对于 $D\leq50\text{t/h}$	0.25
	位于受压部件出口和空气预热器入口之间	0.008

考虑到炉膛及制粉系统的漏风， $\beta'_{ky}$  与炉膛出口过量空气系数  $\alpha''_1$  之间应有如下关系，即

$$\beta'_{ky} = \alpha''_1 - \Delta\alpha_1 - \Delta\alpha_{st}$$

式中： $\alpha''_1$  为炉膛出口过量空气系数，其值见表 3.1-21，油、气锅炉  $\alpha''_1$  均取为 1.1； $\Delta\alpha_1$  为炉膛漏风系数，见表 3.1-19； $\Delta\alpha_{st}$  为制粉系统漏风系数[在制粉系统热力计算中，制粉系统漏风系数是指系统的漏风量占系统入口风(干燥剂)量的比例，故漏风系数的取值有所不同]，见表 3.1-20。

表 3.1-20      制粉系统漏风系数  $\Delta\alpha_{st}$  的平均值

制粉系统特性		$\Delta\alpha_{st}$
钢球磨煤机	储仓式，用热空气作干燥剂	0.10
	储仓式，用热空气和烟气混合物作干燥剂	0.12
	直吹式	0.04
双进双出钢球磨煤机	直吹式 <sup>①</sup>	
	半直吹式 <sup>②</sup>	
中速磨煤机	负压式	0.04
风扇磨煤机	具有干燥管	0.2~0.25 <sup>②</sup>

① 考虑磨煤机密封风的影响(密封风量随磨煤机的型号而异)。在空气平衡的计算中，密封风量可视作漏风量。  
② 高值用于高水分煤。

燃烧产物从炉膛出来后流经辐射及对流过热器、省煤器及空气预热器等部件后再排向大气。对于一般平衡通风锅炉来说，其沿程均有空气漏入，因此每个部件的进、出口空气过量系数之间有下列关系，即

表 3.1-21      炉膛出口过量空气系数

$\alpha''_1$				燃 料	炉膛或燃烧器形式	$\alpha''_1$
燃 料	固态排渣炉		液态排渣炉			
	$D \geq 25 \sim 50 \text{ t/h}$	$D \geq 75 \text{ t/h}$	$D \geq 75 \text{ t/h}$			
无烟煤		1.2~1.25 <sup>①</sup>	1.2~1.25 <sup>①</sup>	碎煤	旋风炉—正压 或负压	1.1~1.15
贫煤		1.2~1.25	1.2~1.25 <sup>①</sup>	燃油	流化床 调风式燃烧器	1.15~1.2
烟煤	1.2	1.2	1.2	天然气、焦炉煤 气和炼油气	调风式燃烧器	1.03~1.15
褐煤	1.2	1.2	1.2	高炉煤气	调风式燃烧器	1.03~1.15
油页岩		1.2				1.15~1.3

① 当热风送粉时用较大数值。

对过量空气系数  $\alpha$  的测量有磁性氧量计法、氧化锆氧量计法和奥氏仪法等。前两种为仪器分析，后者为手工分析，准确度均为  $\pm(1.5 \sim 3)\%$ 。磁性氧量计的延迟时间较长，一般为 1.5~2.5min，而氧化锆氧量计则反映灵敏，只需几秒钟，稳定性好、结构简单，多装于省煤器后烟道，为电厂所常用。

锅炉试验时主要用奥氏仪，它也作为上述仪表的校验仪表，虽分析时间较长，一次需 10~15min，但较为可靠。

如为了研究锅炉的燃烧过程，则需要全面测定烟气成分(体积分数)，即除  $\text{RO}_2$ 、 $\text{O}_2$ 、 $\text{CO}$  外还需测定  $\text{H}_2$ 、 $\text{CH}_4$ 、 $\text{C}_m\text{H}_n$  等，这时可用烟气全分析仪。近年来发展使用色谱仪(或称层析仪)进行烟气成分的全分析。它具有选择性高、分析速度快、分析样品量小且灵敏度高的优点。

一般烟气分析的原理如下：当过量空气系数  $\alpha$  改变时，烟气中的各成分也将产生不同的变化。例如，当  $\alpha$  增加时， $V_{\text{O}_2}$  及  $V_{\text{N}_2}$  大幅度增加而  $V_{\text{RO}_2}$  不变；另外，干烟气量  $V_{\text{RY}}$  也增加，因此， $\text{RO}_2$  占干烟气的体积分数就减少，而  $\text{O}_2$  及

$$\alpha = \alpha''_1 + \sum \Delta\alpha$$

式中： $\sum \Delta\alpha$  为计算烟道前各烟道漏风系数之和。

4.3 过量空气系数的选择和测量

过量空气系数是实际空气量与理论空气量之比，表示锅炉烟气中所含空气量超过理论空气量的程度。通常认为，从炉膛中漏入的空气还来得及参加燃烧，而炉膛出口以后的漏风都不能参加燃烧。因此一般所讲燃烧设备的过量空气系数都是指炉膛出口过量空气系数  $\alpha''_1$ 。

选择过量空气系数应以最少产生锅炉热损失为依据。 $\alpha''_1$  大，有助于燃尽，减少  $q_3$ 、 $q_4$  的损失，但是却使  $q_2$  增加。因此，综合考虑两者的影响应有一个最佳  $\alpha''_1$  值，见图 3.1-8。其中  $q_2 + q_3 + q_4$  曲线的最低点即为最佳  $\alpha''_1$  值。

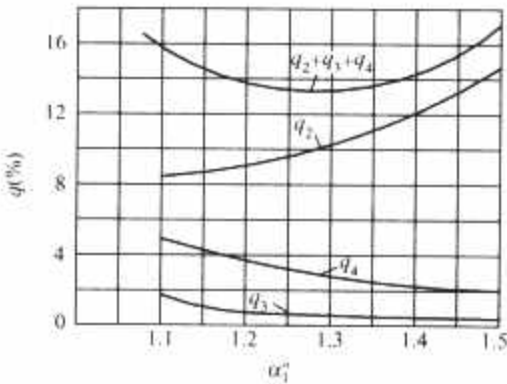


图 3.1-8 锅炉热损失与过量空气系数的关系  
最佳  $\alpha''_1$  值与燃料和燃烧设备有关，见表 3.1-21。

$\text{N}_2$  占干烟气的体积分数就增加。由此可见，只要测量出烟气中的  $V_{\text{RO}_2}$  及  $\text{O}_2$  等成分的体积分数，即可计算出  $\alpha$  值。

由于烟气中的水分在取样管中冷却而凝结，所以烟气分析中所测定的是干烟气中  $\text{RO}_2$ 、 $\text{O}_2$  等成分的体积分数，即

$$\varphi_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{RY}}} \times 100\%$$
$$\varphi_{\text{O}_2} = \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{\text{RY}}} \times 100\%$$

多年来锅炉测试手段有很大提高，氧量测量成为烟气分析的唯一项目，电子式的气体分析仪取代奥式仪成为首选的氧量分析仪。烟气采样系统见图 3.1-9。

实测排烟过量空气系数  $\alpha_{\text{py}}$  可按下式计算，即

$$\alpha_{\text{py}} = \frac{21}{21 - (\text{O}_2 - 2\text{CH}_4 - 0.5\text{CO} - 0.5\text{H}_2)}$$

式中： $\text{O}_2$ 、 $\text{CH}_4$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{H}_2$  分别为排烟的干烟气中氧、甲烷、一氧化碳和氢的容积含量百分率，%。



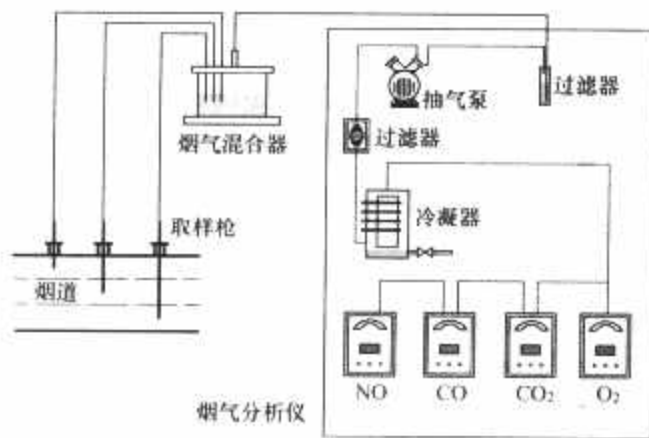


图 3.1-9 烟气采样系统

假如燃料在燃烧中完全燃烧，则

$$\alpha_{py} = \frac{21}{21 - O_2}$$

#### 4.4 空气和烟气焓的计算

不论是空气还是烟气，其焓值均以每公斤计算燃料量为基准，且都从 0℃ 算起，即 0℃ 时各焓值为 0。

在标准状况下理论空气焓计算公式为

$$h_k = V^0 (c\theta)_k \quad (\text{kJ/kg})$$

式中  $(c\theta)_k$ ——标准状况下每立方米湿空气在温度  $\theta$  时的焓，可查表 3.1-22。

1kg 烟气焓按下式计算，即

$$h_y = h_y^0 + (\alpha - 1)h_k^0 + h_h \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_y^0 = V_{RO_2} (c\theta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 (c\theta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\theta)_{H_2O}$$

灰焓为

$$h_h = \frac{A_{ar}}{100} a_{fh} (c\theta)_h$$

飞灰热焓只有当  $1000 \frac{a_{fh} A_{ar}}{Q_{net,v,ar}} > 1.43$  时，才需计入。

式中： $(c\theta)_{RO_2}$ 、 $(c\theta)_{N_2}$ 、 $(c\theta)_{H_2O}$  分别为各成分在温度  $\theta$  时的焓值，查表 3.1-22； $(c\theta)_h$  为每千克灰的焓值，查表 3.1-22。

表 3.1-22 1m³ 空气和烟气的焓值

[kJ/m³ (标况下)] 及 1kg 灰的焓值 kJ/kg

$\theta(^{\circ}\text{C})$	$(c\theta)_{O_2}$	$(c\theta)_{N_2}$	$(c\theta)_{O_2}$	$(c\theta)_{H_2O}$	$(c\theta)_k$	$(c\theta)_h$
100	170	130	132	151	132	80
200	358	260	267	305	266	168
300	559	392	407	463	403	260
400	772	527	551	626	542	357
500	994	664	699	795	684	461
600	1225	804	850	969	830	554
700	1462	948	1004	1149	978	655
800	1705	1094	1160	1334	1129	770
900	1952	1242	1318	1526	1282	812
1000	2204	1392	1478	1723	1937	1005
1100	2458	1544	1638	1925	1595	1128
1200	2717	1697	1801	2132	1753	1261
1300	2977	1853	1964	2344	1914	1426
1400	3239	2009	2128	2559	2076	1583
1500	3503	2166	2294	2779	2239	1777
1600	3769	2352	2461	3002	2403	1957
1700	4036	2484	2629	3229	2567	2206
1800	4305	2644	2797	3458	2732	2412
1900	4574	2804	2967	3690	3899	2625
2000	4844	2965	3138	3926	3066	2847
2100	5115	3128	3309	4163	3234	
2200	5387	3289	3483	4402	3402	

当有烟气再循环时，计算点的焓应作如下修正，即

$$h_{yz} = h_y + rh_c$$

式中： $h_y$ 、 $h_{yz}$  为无再循环和有再循环时，计算点的烟气焓 (kJ/kg)； $h_c$  为抽气点烟气热焓 (kJ/kg)； $r$  为烟气抽出点的再循环率。

#### 4.5 完全燃烧方程式

假定燃料在炉膛中完全燃烧，烟气分析所得的  $RO_2$  和  $O_2$  与燃料元素分析之间必然存在一定的关系式，这个关系称作完全燃烧方程式，即

$$21 - O_2 = (1 + \beta) RO_2$$

式中燃料特性系数为

$$\beta = 2.35 \frac{H_{ar} - 0.126 O_{ar} + 0.038 N_{ar}}{C_{ar} + 0.375 S_{ar}}$$

如果忽略  $N_{ar}$  及  $S_{ar}$ ，则

$$\beta = 2.35 \frac{H_{ar} - 0.126 O_{ar}}{C_{ar}}$$

如果  $\alpha = 1$ ，又完全燃烧则  $O_2 = 0$ ，这时  $RO_2$  将达到最大值，即

$$(RO_2)_{\max} = \frac{21}{1 + \beta}$$

各种燃料的特性系数  $\beta$  和  $(RO_2)_{\max}$  值见表 3.1-23。

 表 3.1-23 各种燃料的特性系数  $\beta$  和  $(RO_2)_{\max}$  值

燃料	$\beta$	$(RO_2)_{\max}$
褐煤	0.06~0.11	19.8~18.9
烟煤	0.11~0.14	18.9~18.4
贫煤	0.09~0.11	19.3~18.9
无烟煤	0.04~0.09	20.2~19.3
油页岩	$\approx 0.21$	$\approx 17.4$
重油	$\approx 0.3$	$\approx 16.2$
天然气	$\approx 0.78$	$\approx 11.8$

#### 4.6 锅炉的热平衡

锅炉机组的热平衡是指送入机组的热量与有效利用热量加上各项热损失的总和相平衡。

##### 4.6.1 热平衡方程式

一般的热平衡方程式为

$$Q_r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (\text{kJ/kg})$$

式中： $Q_r$  为送入锅炉的热量 (指实际燃料耗量)，kJ/kg； $Q_1$  为有效利用热量，kJ/kg； $Q_2$  为排烟热损失，kJ/kg； $Q_3$  为气体未完全燃烧热损失，kJ/kg； $Q_4$  为固体未完全燃烧热损失，kJ/kg； $Q_5$  为锅炉散热损失，kJ/kg； $Q_6$  为灰渣物理热损失，kJ/kg。

若以送入锅炉热量的百分率表示，则为

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_r} \times 100 \quad (\%)$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_r} \times 100 \quad (\%)$$

$$q_n = \frac{Q_n}{Q_r} \times 100 \quad (\%) (n \text{ 为 } 1 \sim 6)$$

通过热平衡计算，可求出热效率  $\eta$  为

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_r} \times 100 (\%) = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (\%)$$

设计锅炉时各项损失是按经验推荐数据选取或计算得

到。这些数据是否正确,在锅炉投运后要进行测试。有两种方法:

正平衡法。直接测定锅炉的有效利用热  $Q_1$  及送入锅炉的热量  $Q_r$ , 即

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_r} \times 100 \quad (\%)$$

反平衡法。测定锅炉各项热损失,然后计算

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (\%)$$

对于大容量电站锅炉,因为燃料耗量的测定较为繁杂,一般按反平衡法测定。

#### 4.6.2 送入锅炉的热量

送入锅炉的热量为

$$Q_r = Q_{\text{net,v,ar}} + Q_{\text{rx}} + Q_{\text{wl}} + Q_{\text{wh}} - Q_y$$

式中:  $Q_{\text{net,v,ar}}$  为燃料收到基低位发热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $Q_{\text{rx}}$  为燃料的物理显热,  $\text{kJ/kg}$ ;  $Q_{\text{wl}}$  为当用汽轮机抽汽或其他外来热源加热空气而带入锅炉系统内的热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $Q_{\text{wh}}$  为燃油雾化时外来蒸汽带入锅炉的热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $Q_y$  为燃页岩时碳酸盐分解所消耗的热量,  $\text{kJ/kg}$ 。

各项热量的计算如下:

##### 4.6.2.1 燃料的物理显热 $Q_{\text{rx}}$ 为

$$Q_{\text{rx}} = c_r^{\text{ar}} (t_r - t_0)$$

式中:  $c_r^{\text{ar}}$  为燃料的收到基比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

当依靠外来热源加热燃料时,以及用开式系统来使燃料干燥时,须考虑燃料的物理显热。

如果没有外界加热,则只有当水分  $M_{\text{ar}} \geq \frac{Q_{\text{net,v,ar}}}{628}$  时才考虑,在这种情况下,取燃料温度  $t_r$  为  $20^\circ\text{C}$ 。

燃料的干燥基比热容按下式计算,即

$$c_r^{\text{d}} = c_r^{\text{d}} \frac{100 - M_{\text{ar}}}{100} + \frac{M_{\text{ar}}}{100} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$$

式中:  $c_r^{\text{d}}$  为燃料干燥基比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,其数值可取为无烟煤、贫煤,  $0.92 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ; 烟煤,  $1.09 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ; 褐煤,  $1.13 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ; 油页岩,  $0.88 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

对于液体燃料,重油的比热容按下式计算,即

$$c_r^{\text{ar}} = 1.884 + 0.0025 t_r \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$$

或近似地取  $c_r^{\text{ar}} = 2.09 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

##### 4.6.2.2 用外来热源加热空气时带入锅炉的热量 $Q_{\text{wl}}$

用外来热源加热空气时带入锅炉的热量为

$$Q_{\text{wl}} = \beta (h_k^0 - h_{\text{th}}^0) \quad (\text{kJ/kg})$$

式中:  $\beta$  为进入锅炉的外部加热的空气量与理论空气量的比值;  $h_k^0$  为从外部热源加热后的理论空气焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_{\text{th}}^0$  为理论冷空气焓,  $\text{kJ/kg}$ 。

##### 4.6.2.3 燃油雾化时所用外来蒸汽带入的热量 $Q_{\text{wh}}$

燃油雾化时所用外来蒸汽带入的热量为

$$Q_{\text{wh}} = G_{\text{wk}} (h_{\text{wk}} - 2500) \quad (\text{kJ/kg})$$

式中:  $G_{\text{wk}}$  为燃油雾化所用蒸汽量,  $\text{kg/kg}$ ;  $h_{\text{wk}}$  为雾化蒸汽的焓,  $\text{kJ/kg}$ ; 2500 为排烟中蒸汽焓的近似值。

燃料中的水分及氢燃烧所生成的蒸汽在锅炉排烟中都是蒸汽,这部分汽化潜热无法利用。因此,在计算  $Q_r$  中采用了燃料的低位发热量,也由于同样的原因,在计算  $Q_{\text{wl}}$  中要扣掉潜热  $2500 \text{kJ/kg}$ 。

##### 4.6.2.4 燃用油页岩时所消耗的热量 $Q_y$

对于煤粉炉,燃用油页岩时所消耗的热量为

$$Q_y = 40.6 (\text{CO}_2)_y^{\text{ar}} \quad (\text{kJ/kg})$$

式中:  $(\text{CO}_2)_y^{\text{ar}}$  为油页岩收到基中碳酸盐  $\text{CO}_2$  的含量(质量分数), %。

在美国等国家计算锅炉效率时,采用高位发热量  $Q_{\text{gr,v,ad}}$ , 相应的锅炉热效率  $\eta$  则低于按收到基低位发热量所得出的计算值。这是在对比效率时应该注意的。

另外,国外在进行锅炉考核试验时,提出保证效率概念,其值一般低于其设计效率。

#### 4.6.3 锅炉热损失

锅炉热损失计算分为设计计算和运行试验计算两种。

设计计算是根据给定的燃料特性进行计算或按规定选取,而试验计算则是根据实测数据进行计算,其方法有所不同。为进行电站锅炉性能考核试验,各主要工业国制定有相应的技术标准。下面分别加以说明。

##### 4.6.3.1 设计计算

(1) 排烟热损失  $q_2$  为

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_r} \times 100 = \frac{(h_{\text{py}} - \alpha_{\text{py}} h_{\text{lk}}^0)(100 - q_1)}{Q_r} \quad (\%)$$

式中:  $h_{\text{py}}$  为在相应的过量空气系数  $\alpha_{\text{py}}$  及排烟温度  $\theta_{\text{py}}$  情况下的排烟热焓,  $\text{kJ/kg}$ ,  $h_{\text{py}}$  由温焓表中查出,温焓表是根据锅炉各部分烟道不同的过量空气系数  $\alpha$  和不同的烟气温度  $\theta$  而计算出的燃烧产物焓值表,一般在锅炉热力计算时首先进行;  $\alpha_{\text{py}}$  为排烟中过量空气系数,由空气平衡得来;  $h_{\text{lk}}^0$  为  $\alpha = 1.0$  时每千克燃料所需空气在冷空气温度  $t_{\text{lk}}$  下的焓(一般取  $20 \sim 30^\circ\text{C}$ ),由温焓表中查出。

对于大型锅炉来说,一般  $q_2 = (6 \sim 8)\%$ ,其主要影响因素是排烟温度和烟气容积。一般排烟温度提高约  $10^\circ\text{C}$  时,则  $q_2$  约增加  $1\%$ 。

(2) 气体未完全燃烧热损失  $q_3$ 。  $q_3$  在室燃炉燃用固体燃料时为 0; 燃用气体、液体燃料时取  $q_3$  为  $0.5\%$ 。

影响  $q_3$  的主要因素是燃料的挥发分、过量空气系数  $\alpha$ 、炉膛温度和炉内气流的混合流动工况,当  $V_{\text{ad}}$  高时应注意混合,以减少未完全燃烧损失。

当炉温低于  $800 \sim 900^\circ\text{C}$  时,  $\text{CO}$  很难燃烧,故炉内温度水平不能过低,这在燃烧褐煤时尤应注意。

(3) 固体未完全燃烧损失  $q_4$ 。  $q_4$  包括灰渣未燃尽引起的损失和飞灰未燃尽引起的损失,即

$$q_4 = \frac{337.27 A_{\text{ar}}}{Q_r} \left( \frac{a_{\text{Lz}} C_{\text{Lz}}}{100 - C_{\text{Lz}}} + \frac{a_{\text{fh}} C_{\text{fh}}}{100 - C_{\text{fh}}} \right) \times 100 \quad (\%)$$

式中:  $a_{\text{Lz}}$ 、 $a_{\text{fh}}$  分别为炉渣、飞灰中的灰量占入炉煤灰量的百分比, %,对于煤粉炉  $a_{\text{fh}}$  取  $(0.9 \sim 0.95)\%$ ,  $a_{\text{Lz}}$  取  $(0.1 \sim 0.05)\%$ ;  $C_{\text{Lz}}$ 、 $C_{\text{fh}}$  分别为炉渣、飞灰中碳含量(质量分数), %。

对于煤粉炉,燃料中挥发分越少就越难燃尽,飞灰可燃物也就越多。一般褐煤  $C_{\text{fh}}$  为  $(0.5 \sim 2.5)\%$ , 烟煤为  $(4 \sim 9)\%$ , 贫煤为  $(10 \sim 20)\%$ , 无烟煤可达  $20\%$  以上。

锅炉设计时  $q_4$  的选取主要根据煤种及燃烧方式决定。对于室燃炉可按如下数据选取:

无烟煤	$\leq 4 \sim 6$ (大值用于极低 V 无烟煤)
贫煤	$2 \sim 3$
烟煤	$1.0 \sim 2$ (大值用于高灰分烟煤)
褐煤	$0.5 \sim 1$
油、气	0

固体未完全燃烧热损失是锅炉主要热损失之一,通常仅次于排烟热损失。影响这项热损失的主要因素有:燃料性质、过量空气系数、燃烧方式、炉膛热负荷及运行情况等。由于炉渣所占比例较小,所以  $q_4$  损失主要是由飞灰未燃物形成的。

当采用中速磨煤机时,要考虑废弃的石子煤热量损失

$q_1^z$ , 即

$$q_1^z = \frac{B_{sz} Q_{\text{net},v,ar}^z}{B Q_r} \times 100 \quad (\%) \quad (3.3-46)$$

式中:  $B$  为锅炉燃料耗量, t/h;  $B_{sz}$  为中速磨煤机排除的废弃石子煤量, t/h;  $Q_{\text{net},v,ar}^z$  为石子煤应用基低位发热量, kJ/kg。

(4) 散热损失  $q_5$ 。影响散热损失的因素有: 锅炉外表面积、表面温度、保温材料厚度、性能以及环境温度等。目前按锅炉容量来选取, 见图 3.1-10。这是西安热工研究院根据实测情况和大量的数据处理分析后得出的, 已列入我国电站锅炉性能试验规程。它的特点是包括了锅炉范围内管道的散热损失。

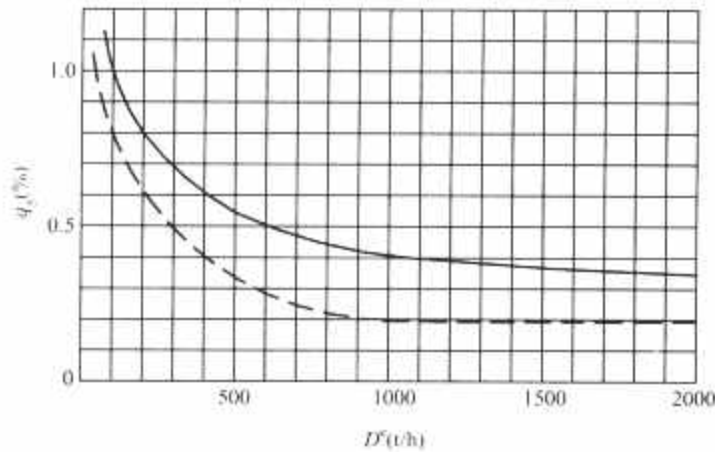


图 3.1-10 额定负荷下的锅炉散热损失曲线  
(虚线仅供考核锅炉本体设计热效率)

当锅炉负荷低于额定工况时, 其  $q_5$  值按下式计算, 即

$$q_5 = q_5^e \frac{D^e}{D} \quad (\%)$$

式中:  $D^e$ 、 $q_5^e$  分别为额定负荷及其热损失。

(5) 灰渣物理热损失  $q_6$ 。灰渣物理热损失即炉渣、飞灰与沉降灰排出锅炉设备时所带走的显热占输入热量的百分数, 按下式计算, 即

$$q_6 = \frac{A_{ar} a_{lz} (c\theta)_{lz} + a_{fh} (c\theta)_{fh} + a_{qjh} (c\theta)_{qjh}}{Q_r} \times 100 \quad (\%)$$

式中:  $(c\theta)_{lz}$ 、 $(c\theta)_{fh}$ 、 $(c\theta)_{qjh}$  分别为每千克炉渣、飞灰和沉降灰在温度为  $(c\theta)_{lz}$ 、 $(c\theta)_{fh}$ 、 $(c\theta)_{qjh}$  时的热焓, 可查表 3.3-6。固态排渣时炉渣温度  $\theta_{lz}$  可取  $600 \sim 800^\circ\text{C}$ , 液态排渣时  $\theta_{lz} = (t_{\text{液}} + 100)^\circ\text{C}$ , 其中  $t_{\text{液}}$  为煤灰的熔化温度 ( $^\circ\text{C}$ ); 飞灰温度  $\theta_{fh}$  取锅炉排烟温度 ( $^\circ\text{C}$ ); 沉降灰温度  $\theta_{qjh}$  取灰斗上部空间的烟气温度 ( $^\circ\text{C}$ )。

省煤器下部沉降灰  $a_{qjh}$  取 3%, 空气预热器下部沉降灰  $a_{qjh}$  取 5%。

当燃煤的折算灰分小于 10% ( $A_{zs} = \frac{4187 A_{ar}}{Q_{\text{net},v,ar}} < 10\%$ ) 时,

固态排渣室燃炉可忽略炉渣的物理热损失, 层燃炉及液态排渣炉、旋风炉可忽略飞灰的物理热损失。

(6) 燃料消耗量的确定。送入炉子的实际燃料耗量按下式确定, 即

$$B = \frac{Q}{Q_r \eta} \times 100 \quad (\text{kg/h})$$

$$Q = D_{\text{RQ}} (h_{\text{RQ}}'' - h_{\text{RQ}}') \times 10^3 + D_{\text{ps}} (h_{\text{ps}} - h_{\text{gs}}) \times 10^3 + D_{\text{zq}} (h_{\text{zq}}'' - h_{\text{zq}}') \times 10^3 + Q_{\text{qt}} \quad (\text{kJ/h})$$

式中:  $Q$  为总有效利用热, kJ/h;  $D$  为流量, t/h;  $h'$  为进口焓, kJ/kg;  $h''$  为出口焓, kJ/kg;  $D_{\text{ps}} (h_{\text{ps}} - h_{\text{gs}}) \times 10^3$  为排污水带走的热量, kJ/h, 当排污水小于蒸发量的 2% 时可略去不计;  $Q_{\text{qt}}$  为其他利用热量, kJ/h;  $\eta$  为锅炉效率, %;

$gq$ 、 $gs$ 、 $ps$ 、 $zq$ 、 $qt$  分别为过热器、给水、排污水、再热器及其他的代号。

#### 4.6.3.2 运行试验时的锅炉热损失计算

(1) 排烟热损失  $q_2$  为

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_r} \times 100 \quad (\%)$$

$$Q_2 = Q_2^{\text{gy}} + Q_2^{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$Q_2^{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{gy}} c_{p,\text{gy}} (\theta_{\text{py}} - t_0) \quad (\text{kJ/kg})$$

式中:  $Q_2^{\text{gy}}$  为干烟气带走的热量, kJ/kg;  $Q_2^{\text{H}_2\text{O}}$  为烟气所含水蒸气的显热, kJ/kg;  $\theta_{\text{py}}$  为排烟温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_0$  为基准温度,  $^\circ\text{C}$ , 取送风机入口空气温度;  $V_{\text{gy}}$  为每千克燃料燃烧生成的标准状态下干烟气体积,  $\text{m}^3$  (标况下)/kg;  $c_{p,\text{gy}}$  为干烟气从  $t_0$  至  $\theta_{\text{py}}$  的平均体积定压热容,  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下); 按  $t_0 + \theta_{\text{py}}$  温度值查取。

当已知烟气成分时, 可按下式计算, 即

$$c_{p,\text{gy}} = c_{p,\text{CO}_2} \frac{\text{RO}_2}{100} + c_{p,\text{O}_2} \frac{\text{O}_2}{100} + c_{p,\text{N}_2} \frac{\text{N}_2}{100} + c_{p,\text{CO}} \frac{\text{CO}}{100} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ (标况下)}]$$

近似计算按下式, 即

$$c_{p,\text{gy}} = c_{p,\text{CO}_2} \frac{\text{RO}_2}{100} + c_{p,\text{N}_2} \frac{(100 - \text{RO}_2)}{100} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ (标况下)}]$$

式中:  $c_{p,\text{N}_2}$ 、 $c_{p,\text{CO}_2}$ 、 $c_{p,\text{O}_2}$ 、 $c_{p,\text{CO}}$  分别为  $\text{N}_2$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{O}_2$  和  $\text{CO}$  的平均体积定压热容  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下), 可从表 3.1-24 中按排烟温度查取, 其中  $\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 + \text{CO} = 100\%$ 。

表 3.1-24 常用气体平均定压热容  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下)

温度 ( $^\circ\text{C}$ )	$c_{p,\text{CO}_2}$	$c_{p,\text{N}_2}$	$c_{p,\text{O}_2}$	$c_{p,\text{H}_2\text{O}}$	$c_{p,\text{H}_2}$	$c_{p,\text{CO}}$	$c_{p,\text{H}_2}$	$c_{p,\text{CH}_4}$
0	1.599 8	1.294 6	1.305 9	1.494 3	1.297 1	1.299 2	1.276 6	1.550 0
100	1.700 2	1.295 8	1.317 6	1.505 2	1.300 4	1.301 7	1.290 8	1.642 1
200	1.787 3	1.299 6	1.335 2	1.522 3	1.307 1	1.307 1	1.297 1	1.758 9
300	1.867 2	1.306 7	1.356 1	1.542 4	1.317 2	1.316 7	1.299 2	1.886 2
400	1.929 6	1.315 3	1.377 5	1.565 4	1.328 9	1.328 9	1.302 1	2.015 5
500	1.988 7	1.327 6	1.398 0	1.589 7	1.342 7	1.342 7	1.305 0	2.140 3
600	2.041 1	1.340 2	1.416 8	1.614 8	1.356 5	1.357 4	1.308 0	2.260 9
700	2.088 3	1.353 6	1.434 4	1.641 2	1.370 8	1.372 0	1.312 1	2.376 8
800	2.131 1	1.367 0	1.449 9	1.668 0	1.384 2	1.386 2	1.316 7	2.494 1
900	2.169 2	1.379 6	1.464 5	1.695 7	1.397 6	1.399 6	1.322 6	2.602 5
1000	2.203 5	1.891 7	1.477 5	1.722 9	1.409 7	1.412 6	1.328 9	2.699 2
1100	2.234 9	1.403 4	1.489 2	1.750 1	1.421 4	1.424 8	1.336 0	2.736 3
1200	2.263 8	1.414 3	1.500 5	1.776 9	1.432 7	1.436 1	1.343 1	2.862 9

对固体和液体燃料,  $V_{\text{gy}}$  按下式计算, 即

$$V_{\text{gy}} = (V_{\text{gy}}^0)^c + (\alpha_{\text{py}} - 1) (V_{\text{gk}}^0)^c \quad [\text{m}^3/\text{kg} \text{ (标况下)}]$$

$$(V_{\text{gy}}^0)^c = 1.866 - \frac{C_{\text{r}} + 0.375 S_{\text{ar}}}{100} + 0.79 (V_{\text{gk}}^0)^c + 0.8 \frac{N}{100} \quad [\text{m}^3/\text{kg} \text{ (标况下)}]$$

$$C_{\text{r}} = C_{\text{ar}} - \frac{A_{\text{ar}}}{100}$$



$$\bar{c} = \frac{\alpha_{\text{Lz}} C_{\text{Lz}}^c}{100 - C_{\text{Lz}}^c} + \frac{\alpha_{\text{fh}} C_{\text{fh}}^c}{100 - C_{\text{fh}}^c} + \frac{\alpha_{\text{cjh}} C_{\text{cjh}}^c}{100 - C_{\text{cjh}}^c} \%$$

$$(V_{\text{gk}}^0)^c = 0.089(C_{\text{r}}^{\text{ar}} + 0.375S_{\text{ar}}) + 0.265H_{\text{ar}} - 0.0333O_{\text{ar}}$$

$$[\text{m}^3/\text{kg}(\text{标况下})]$$

$$\alpha_{\text{py}} = \frac{21}{21 - (O_2 - 2CH_4 - 0.5CO - 0.5H_2)}$$

式中:  $(V_{\text{gy}}^0)^c$  为按收到基燃料成分由实际燃烧掉的碳计算的理论燃烧干烟气体积,  $\text{m}^3$  (标况下)/ $\text{kg}$ ;  $C_{\text{r}}^{\text{ar}}$  为燃料收到基实际燃烧掉的碳含量(质量分数), %;  $\bar{c}$  为灰渣中平均碳量与灰分质量含量百分率, %;  $\alpha_{\text{Lz}}$ 、 $\alpha_{\text{fh}}$ 、 $\alpha_{\text{cjh}}$  分别为炉渣、飞灰、沉降灰中灰量占燃煤总灰量的含量(质量分数), %, 由灰平衡测试或按前节所给数据选取;  $(V_{\text{gk}}^0)^c$  为按收到基燃料成分, 由实际燃烧掉的碳计算的理论燃烧所需干空气量,  $\text{m}^3$  (标况下)/ $\text{kg}$ ;  $C_{\text{Lz}}^c$ 、 $C_{\text{fh}}^c$ 、 $C_{\text{cjh}}^c$  分别为炉渣、飞灰、沉降灰中碳含量(质量分数), %, 由取样测试分析求得;  $\alpha_{\text{py}}$  为实测排烟过量空气系数;  $O_2$ 、 $CH_4$ 、 $CO$ 、 $H_2$  分别为排烟的干烟气中氧、甲烷、一氧化碳和氢的含量(体积分数), %。

$$Q_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} c_{p, \text{H}_2\text{O}} (\theta_{\text{py}} - t_0) \quad (\text{kJ/kg})$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 1.24 \left[ \frac{9h_{\text{ar}} + M_{\text{ar}}}{100} + 1.293\alpha_{\text{py}} (V_{\text{gk}}^0)^c \left( \frac{d_k}{1000} \right) + \frac{D_{\text{wh}}}{B} \right]$$

$$d_k = 0.622 \frac{\frac{\varphi}{100} (p_b)_0}{p_{\text{act}} - \frac{\varphi}{100} (p_b)_0}$$

$$(p_b)_0 = 611.7927 + 42.7809t_0 + 1.6883t_0^2 + 1.2079 \times 10^{-2}t_0^3 + 6.1637 \times 10^{-4}t_0^4$$

式中:  $V_{\text{H}_2\text{O}}$  为烟气中水蒸气含量(体积分数),  $\text{m}^3/\text{m}^3$  (标况下);  $d_k$  为空气的绝对湿度,  $\text{kg}/\text{kg}$  (干空气), 可由图 3.1-11 直接查得, 也可按上式求得, 一般采用  $d_k = 8 \sim 10 \text{g}/\text{kg}$ ;  $\varphi$  为按干、湿球温度查得的空气相对湿度, %;  $p_{\text{act}}$  为就地大气压,  $\text{Pa}$ ;  $(p_b)_0$  为在  $t_0$  温度下的水蒸气饱和压力,  $\text{Pa}$ , 在  $0 \sim 50^\circ\text{C}$  范围内可按上式计算;  $c_{p, \text{H}_2\text{O}}$  为水蒸气从  $t_0$  到  $\theta_{\text{py}}$  温度间的平均体积定压热容,  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下), 按  $t_0 + \theta_{\text{py}}$  的温度值, 由表 3.1-24 查取;  $D_{\text{wh}}$  为燃油雾化等带入的水蒸气,  $\text{kg}/\text{h}$ ;  $B$  为锅炉燃料耗量,  $\text{kg}/\text{h}$ 。

(2) 气体未完全燃烧热损失  $q_3$ 。该项热损失由排烟中的未完全燃烧产物( $\text{CO}$ 、 $\text{H}_2$ 、 $\text{CH}_4$  和  $\text{C}_m\text{H}_n$ ) 含量决定, 运行

试验时由仪器实际测得, 即

$$q_3 = \frac{1}{Q_{\text{gy}}} V_{\text{gy}} (126.36\text{CO} + 9358.19\text{CH}_4 + 107.98\text{H}_2 + 590.79\text{C}_m\text{H}_n) \times 100\%$$

式中:  $\text{CO}$ 、 $\text{H}_2$ 、 $\text{CH}_4$  分别为干烟气中  $\text{CO}$ 、 $\text{H}_2$ 、 $\text{CH}_4$  等含量(体积分数), %;

干烟气体积  $V_{\text{gy}}$  的计算烟道截面应与  $\text{CO}$ 、 $\text{H}_2$  及  $\text{CH}_4$  的分析测点相合, 即应采用同一截面上的平均烟气成分数值。

各标准中气体未完全燃烧热损失的计算差异主要是所涉及的不完全燃烧气体成分及  $\text{CO}$  的发热量取值不同。

(3) 固体未完全燃烧热损失  $q_4$ 。计算方法及公式同设计计算式。对于煤粉炉, 不再进行灰平衡试验, 而灰渣及飞灰含碳量(质量分数)  $c_{\text{Lz}}$ 、 $c_{\text{fh}}$  要实际取样分析。

各标准中固体未完全燃烧热损失的计算差异主要是未燃尽碳的发热量取值不同。

(4) 锅炉散热损失  $q_5$ 。按图 3.1-10 选取。

(5) 灰渣物理热损失  $q_6$ 。按设计计算的  $q_6$  公式进行计算, 方法相同。

各标准中灰渣物理热损失的计算差异主要为灰渣温度的确定和灰渣的比热容值, 但实际实用中, 基本不考虑此项损失。

#### 4.6.4 简化热效率计算

热效率的计算可按具体条件对下列各项全部或部分简化:

- (1) 将燃料的低位发热量作为输入热量。
  - (2) 忽略输入物理热及雾化蒸汽带入的热量。
  - (3) 排烟热损失计算中忽略雾化蒸汽引起的热损失;
- 并取

干烟气体积比热容  $c_{p, \text{gy}} = 1.38 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下)

水蒸气体积比热容  $c_{p, \text{H}_2\text{O}} = 1.51 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$  (标况下)

空气绝对湿度  $a_k = 0.01 \text{kg}/\text{kg}$  (干空气)

(4) 过量空气系数计算公式, 采用

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2}$$

- (5) 煤粉炉忽略气体未完全燃烧损失。
- (6) 忽略磨煤机排除石子煤的热损失。
- (7) 除液态排渣炉外, 可忽略灰渣物理显热损失。

简化热效率计算用于下述情况:

- (1) 比较不同的运行工况和方式。
- (2) 比较燃烧不同燃料时的性能。
- (3) 确定设备改进效果。

#### 4.6.5 换算到保证条件下的热效率

按规定新型锅炉投运后必须进行考核试验或称验收试验, 以确定实际锅炉的功能参数(锅炉蒸发量, 蒸汽压力和温度)、其他运行特性以及锅炉热效率。

为此, 锅炉试验期间, 要求基准空气温度、外部预热的燃烧空气温度、给水温度、再热器进口蒸汽温度及燃料特性(主要为  $Q_{\text{net, v, ar}}$  与  $M_{\text{ar}}$ ) 等初始条件都符合规定的要求(如设计值或保证值)。当它们偏离规定值时, 试验所得的锅炉热效率应换算到设计参数下的热效率。在上述各项修正中, 以基准空气温度和给水温度偏差的修正最为主要。

##### 4.6.5.1 对燃料特性的修正

当试验所用燃料特性超出设计变化范围时, 将燃料中各

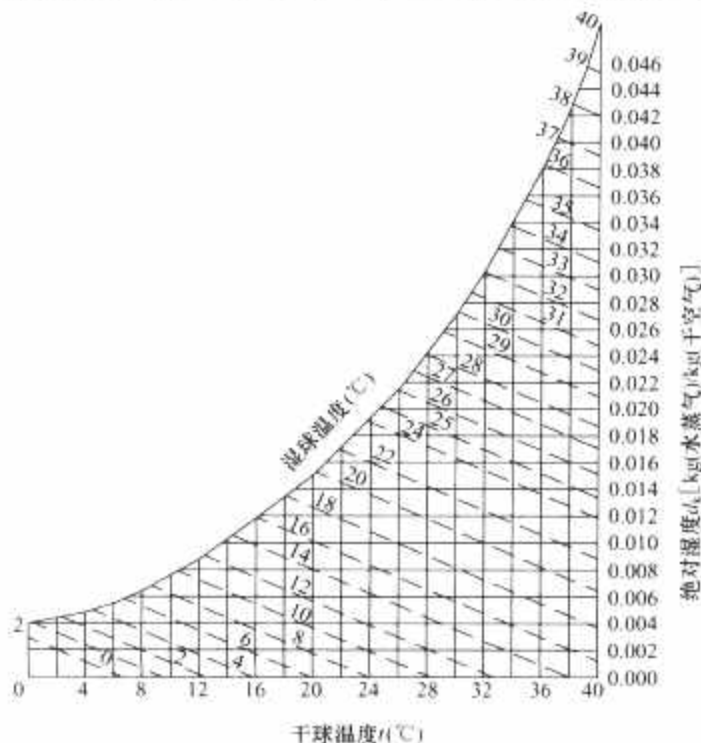


图 3.1-11 空气的绝对湿度

组分及低位发热量的设计值替代排烟热损失计算有关公式中的试验值,即可求得修正后的该项热损失值。

#### 4.6.5.2 输入热量的修正

将保证的进风温度替代燃料物理热及雾化蒸汽带入锅炉热量公式中的试验基准温度。

当以暖风器进风量计算外来热源加热空气带入锅炉热量时,在公式中以保证的进风温度代替试验基准温度。

#### 4.6.5.3 进风温度偏差的换算

进风温度与保证温度的偏差,主要影响排烟热损失与灰渣物理显热损失。除了将修正后的输入热量代替试验时的输入热量之外,还应进行如下各项换算。

(1) 对电站锅炉中最常见的不带暖风器的送风系统,在排烟热损失及灰渣物理热损失的计算中,除了以保证的进风温度代替试验基准温度外,还应对排烟温度进行换算,公式为

$$\theta_{py}^b = \frac{t_0^b (\theta'_{ky} - \theta_{py}) + \theta'_{ky} (\theta_{py} - t_0)}{\theta'_{ky} - t_0} \quad (^\circ\text{C})$$

式中:  $\theta_{py}^b$  为换算到保证进口空气温度时的排烟温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_0^b$  为进口的空气温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_0$  为实测基准温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\theta'_{ky}$  为空气预热器进口实测烟气温度(如双级交错布置时,为低温级空气预热器),  $^\circ\text{C}$ ;  $\theta_{py}$  为实测排烟温度,  $^\circ\text{C}$ 。

将保证的进口空气温度  $t_0^b$  及换算后的排烟温度  $\theta_{py}^b$  和输入热量分别代替热损失计算公式中的对应值,即可求得修正后的热损失值。

(2) 当锅炉带有暖风器并投入使用时,锅炉主空气预热器进口空气温度  $t'_k$  高于送风机入口的进风温度  $t_0$ , 此时有以下情况:

1) 当进风温度  $t_0$  发生变化,而暖风器后的空气加热温

度  $t'_k$  保持设计值不变时,排烟温度不变,热损失的修正只需将实测值  $t_0$  代之以保证值  $t_0^b$ , 并重新计算  $Q_{wl}$ 。

2) 当进风温度  $t_0 = t_0^b$ , 而暖风器的加热空气温度  $t'_k$  发生变更,则排烟温度将因  $t'_k$  的改变而随之改变。排烟温度可按式(3.3-68)求得,但式中  $t_0$  应代之以实测的暖风器出口风温  $t'_k$ , 式中的  $t_0^b$  代之以暖风器出口风温的设计值  $t_k^b$ , 用求得的  $\theta_{py}^b$  代替实测的  $\theta_{py}$ 。对输入热量中的  $Q_{wl}$  也作相应的修正,即可算出修正后的热损失。

3) 当进风温度及暖风器的加热温度都与设计值不同时,除了修正  $Q_{wl}$  项以外,还应以  $t_0^b$  代替  $t_0$ ; 并像本款 2) 项中所述那样用求得的  $\theta_{py}^b$  替代  $\theta_{py}$ , 从而求得换算后的热损失。

(3) 给水温度偏差的换算。给水温度与设计值的偏差所引起排烟温度的变化可按式(3.3-69)进行计算(当偏差值小于  $10^\circ\text{C}$  时,可不进行该项修正),即

$$\theta_{py}^b = \theta_{py} + \left[ \frac{\theta'_{sm} - \theta'_{sn}}{\theta'_{sm} - t_{gs}} \right] \times \left[ \frac{\theta_{py} - t'_k}{\theta'_{ky} - t'_k} \right] (t_{gs}^b - t_{gs}) \quad (^\circ\text{C})$$

式中:  $\theta_{py}^b$  为换算到设计给水温度时的排烟温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\theta_{py}$  为实测排烟温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\theta'_{sm}$ 、 $\theta'_{sn}$  分别为省煤器进、出口烟气实测温度(如双级交错布置时为低温级省煤器),  $^\circ\text{C}$ ;  $\theta'_{ky}$ 、 $t'_k$  分别为空气预热器进口实测烟气和空气温度(如双级交错布置时为低温级空气预热器),  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{gs}$  为实测给水温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{gs}^b$  为设计给水温度,  $^\circ\text{C}$ 。

将所得的  $\theta_{py}^b$  代替热损失计算公式中的  $\theta_{py}$ , 即可算得修正后的热损失。

(4) 当进风温度和给水温度都偏离设计值时,可先进行进风温度偏差的修正,再进行给水温度偏差的修正。

## 第2章 燃 烧 设 备

燃烧设备是将经过制备的燃料与经过预热器的空气引入锅炉炉膛燃烧的装置。我国的电站锅炉以燃煤为主，燃用油、天然气和其他燃料的较少；在层燃、室燃和循环流化床三种燃烧方式中又以室燃炉为主。本章主要介绍燃煤室燃炉的燃烧设备。

煤粉燃烧锅炉的燃烧设备由炉膛、燃烧器、点火装置、制粉系统和炉膛安全监控系统组成，其主要功能如下：

(1) 保证煤粉的可靠着火和稳定燃烧，不熄火、不爆燃、不产生大的压力波动。

(2) 保证燃料和煤粉在炉内充分混合，燃烧效率高、点火及稳燃耗油少。

(3) 具有较好的负荷调节性，满足锅炉机组调峰要求。

(4) 防止炉膛及屏式过热器受热面产生严重结渣、沾污。

(5)  $\text{NO}_x$  排放低，对大气污染少，满足国家的环保要求。

(6) 煤种适应性好。

在锅炉方案设计阶段燃烧设备选型时，应将炉膛、燃烧器和制粉系统作为一个整体统筹考虑，全面满足锅炉机组对燃烧设备着火、稳燃、燃尽、煤种适应性、防止结渣和水冷壁高温腐蚀以及低  $\text{NO}_x$  排放的要求，追求安全可靠而又经济、具有良好综合性能和最佳性能价格比的设计。

### 1 炉膛与燃烧器

#### 1.1 设计的基本要求

炉膛是燃料燃烧和进行热交换的巨大腔室。炉膛四周布置有蒸发受热面，有时也敷设有壁式再热器或过热器。

炉膛设计的基本要求如下：

(1) 应具有足够的容积和断面，使燃料完全燃烧并具有良好的燃料适应性。

(2) 布置有适当的受热面，使烟气冷却到可防止对流受热面结焦的适当温度。

(3) 选择适当的炉膛形状并与燃烧器配合使炉内具有良好的空气动力场，使火焰充满度高且不贴壁、不冲墙。炉膛出口处气流分布均匀，炉膛不结渣。

(4) 蒸发受热面水动力特性安全可靠。

(5) 生成的有害物少，如  $\text{NO}_x$  等。

(6) 抗内、外爆的能力符合规范要求。

燃烧器是指将制粉系统磨制好的煤粉与燃烧所需的空气按规定比例、速度和混合方式送入炉膛并正确组织燃料在炉膛内着火、燃烧和燃尽的装置。

燃烧器通过一次风、二次风或三次风喷口向炉内输送燃料和空气。一次风是煤粉和空气的混合气流。一次风中的空气是热空气或制粉系统的乏气，用于输送煤粉并提供燃烧所需的部分氧气。二次风是经过空气预热器加热的热空气，在一次风配合下共同组织炉内的燃烧空气动力场，并为燃料完全燃烧提供足够的氧气。三次风主要是煤粉分离器出来的乏气，它含有少量细煤粉但温度仅有  $60\sim 80^\circ\text{C}$ 。只有采用热风送粉的中间储仓式制粉系统才有乏气作三次风。

燃烧器设计的基本要求如下：

(1) 燃烧器出口燃料分布和配风合理。

(2) 能组织良好的空气动力场。

(3) 运行可靠、传动机构操作灵活，便于自动控制。

(4) 对燃料的适应性好。

(5) 负荷调节幅度大，低负荷稳燃性能好。

(6) 流动阻力小。

(7) 便于制造、安装与检修。

#### 1.2 燃烧器的形式与布置

##### 1.2.1 燃烧器分类

燃用煤粉、油、气等燃料的燃烧器，按出口射流的流动方式分为直流式、旋流式和平流式三大类型。其中，平流式是在直流式基础上为适应油、气低氧燃烧发展起来的。各种燃烧器的分类和特性见表 3.2-1。

直流式和旋流式煤粉燃烧器由于组织燃烧的工作原理不同，因此，在炉膛中的布置方式及对炉膛形状尺寸的要求也不同。但两种形式都在我国大容量电站锅炉中广泛采用并在技术上取得了显著进步。特别是在燃用劣质煤、降低  $\text{NO}_x$  排放及为 1000MW 锅炉机组配套所需大型化方面达到了国际先进水平。

##### 1.2.2 燃烧器布置方式

为了组织良好的燃烧，燃烧器布置需与炉膛形式密切配合。目前，大型固态排渣煤粉炉常用的燃烧器布置方式如下，并见图 3.2-1。

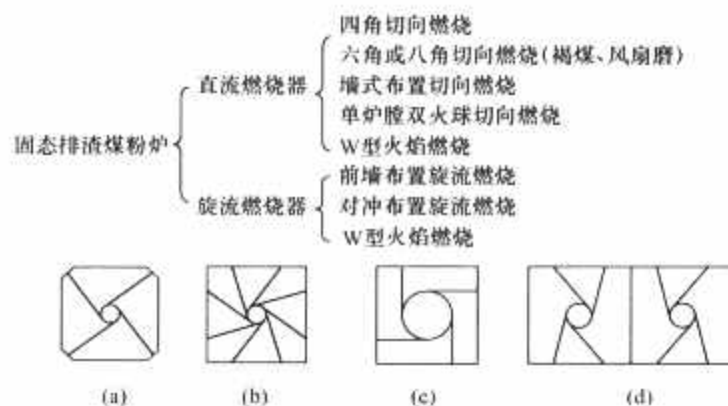


图 3.2-1 常用固态排渣煤粉炉的燃烧器布置方式  
(a) 四角切向燃烧；(b) 八角切向燃烧；(c) 墙式布置切向燃烧；(d) 单炉膛双火球切向燃烧

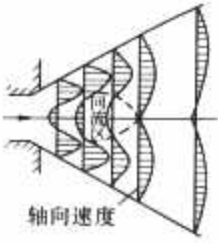
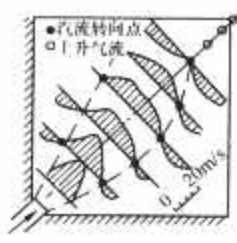
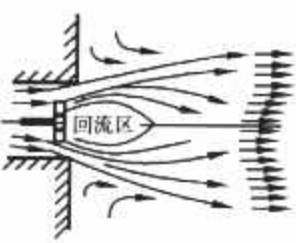



(1) 四角切向燃烧。四只直流燃烧器分别布置在炉膛四角，每只燃烧器的一、二次风均为直流，切于炉膛中心假想切圆，其射程长，气流衰减慢，后期混合较强烈。各角喷出的射流相互引燃，易于操作与调整。该布置方式四面水冷壁热负荷较均匀，煤种适应性和降低  $\text{NO}_x$  排放均较好，这种燃烧方式要求炉膛的宽深比小于 1.2，炉膛出口存在一定的烟气残余旋转。

墙式布置切向燃烧原理与四角切圆燃烧原理相同，仅将燃烧器布置位置由炉膛角部移至距邻墙的  $1/4$  处。由于煤粉气流直接喷入较高烟温区，更有利于燃料着火和稳燃。同时气流两侧的补气条件相近，气流不易偏斜，可防止水冷壁结焦。



表 3.2-1

各种燃烧器的分类和特性

分 类	旋 流 式	直 流 式	平 流 式
结 构 示 例			
空气动力工况			
混合工况			
着火机理	二次风（有时还有一次风）强烈旋转，射流中央出现回流区，起稳燃作用	一、二次风均为直流，各角喷出的射流相互引燃	少量空气（称为中心气）流过稳燃器，产生小回流区，起稳燃作用
射流特性	扩散角大，射程短，早期混合强烈，后期混合衰弱	射程长，后期混合较强	扩散角不大，射程较长，前后期混合均较强
布置位置	前墙、前后墙或两侧墙	四角或各墙	前墙、前后墙、四角或炉底
适用燃烧	煤、油、气	煤、油、气	油、气

墙式布置双火球切向燃烧是切向燃烧向大型化发展的一种布置方式。八只直流燃烧器分别布置在锅炉前、后墙，可形成两个独立的假想切圆。这种布置方式仅用于 700MW 及以上的大容量锅炉，可避免大容量锅炉采用四角切向燃烧时炉膛断面过大、炉宽不足的问题。运行实践证明燃烧调节和炉膛出口烟温控制并不存在问题。

(2) 对冲布置旋流燃烧。若干只旋流燃烧器按一定的间距分别布置在锅炉前、后墙，每只燃烧器独立组织燃烧。由于锅炉负荷变化时通过增加或减少投入燃烧器的数量来调节，可使运行中的燃烧器基本保持在设计工况下工作，从而实现煤粉高效燃烧。这种布置方式沿炉膛宽度方向烟气温度和气流分布比较均匀，过热汽温偏差较小。用于大型电站锅炉的旋流燃烧器大多采用对冲布置方式。

(3) 前墙布置旋流燃烧。旋流燃烧器前墙布置主要用于早期设计的中小容量锅炉，由于其炉膛火焰充满度差，炉膛容积有效利用率低，在大容量锅炉中已很少采用。

(4) 六角或八角切向燃烧。这是专门用于燃用高水分褐煤并采用风扇磨直吹制粉系统的一种布置方式。六台或八台风扇磨围炉布置，每台磨配一角褐煤直流燃烧器。由于褐煤高水分、低灰熔点及风扇磨产生的压头不高、允许的一次风阻力小等因素，这种布置的燃烧设备与燃用其他煤种的有显著不同。

(5) 直流或旋流 W 型火焰燃烧。W 型火焰燃烧又称双拱燃烧。其主要特点为主煤粉燃烧器布置在锅炉前、后墙的炉拱上，煤粉火焰向下喷射入炉膛再向上转折形成 W 型火焰。W 型火焰燃烧方式主要用于燃用低挥发分煤的锅炉。直流或旋流燃烧器均可用于 W 型火焰燃烧锅炉，但由于燃烧组织方式和火焰形状不同，与这两种燃烧器匹配的下炉膛设计有较大差别。

1.3 燃烧方式的选取

现代大容量煤粉燃烧锅炉可供选择的燃烧方式有 3 种：

切向燃烧方式、墙式燃烧方式和拱式（W 型火焰）燃烧方式。燃烧方式的确定主要取决于设计煤质特性，尤其是煤质的着火特性。同时应对结焦、环保、效率、调峰、造价、运行习惯等给予综合考虑。

对于易着火的煤（着火温度  $IT < 700^{\circ}\text{C}$ ），宜采用切向燃烧方式或墙式燃烧方式，并配直吹式制粉系统（包括中速磨直吹、钢球磨直吹）。对于全水分  $M_{ar} > 30\%$  的褐煤，宜采用抽高温炉烟干燥的风扇磨直吹式制粉系统。对于全水分  $20\% < M_{ar} < 30\%$  的褐煤，可采用抽高温炉烟干燥的风扇磨直吹式制粉系统，也可以采用中速磨直吹的制粉系统。

对于中等着火的煤质（着火温度  $IT$  为  $700 \sim 800^{\circ}\text{C}$ ），三种方式均可采用。尽可能选用切向燃烧方式或墙式燃烧方式。

对于较难着火的煤（着火温度  $IT > 800^{\circ}\text{C}$ ），一般宜采用双拱（W 型火焰）燃烧方式，配带煤粉浓缩的直吹式制粉系统或贮仓式热风送粉系统。对于其中极难着火煤质（着火温度  $IT > 900^{\circ}\text{C}$ ），更宜优先考虑贮仓式热风送粉系统，或半直吹式制粉系统。

三种燃烧方式的选择并非一成不变，切向燃烧方式和墙式燃烧方式有时也能胜任较难着火的煤种并取得了较好的运行效果，其关键因素除炉膛设计外，还与制粉系统、燃烧器及配风装置的设计和布置，以及煤粉细度、风温有关。在进行燃烧方式选择时，应认真考察其燃用类似煤质的实际业绩后最后确定。

1.4 炉膛热力特性参数的选择

炉膛的作用除了与燃烧器一起形成良好的燃烧条件以利于燃料着火外，主要是保证燃料的燃尽和使燃烧产生的烟气冷却到必要的程度。为此，要合理选择炉膛热力特性参数。

热力特性参数的选取原则如下：

(1) 热力参数的选取可根据多台已投运的锅炉设计数据

采用类比法进行确定。

(2) 炉膛容积热负荷的选取要适中。热负荷过高,会影响燃尽,并导致炉膛出口烟温过高,以致受热面局部结渣;热负荷过低,则会使辐射与对流受热面分配失衡,这不仅增加锅炉制造成本,也不利于锅炉运行性能。

(3) 各一次风喷嘴中心线间的平均距离与单只一次风喷嘴输入热功率有关。热功率增加,其平均距离应增大。

(4) 对于采用热炉烟干燥制粉系统低温燃烧的褐煤锅炉,上一次风喷嘴中心线至屏下缘距离的煤粉平均停留时间选取既要保证充分燃尽,又要考虑由于燃烧温度低所造成的辐射受热面积增加的要求。

(5) 对于切向燃烧方式配中间储仓式制粉系统,要慎重考虑三次风(乏气)引入炉膛的位置,要采取必要的加强煤粉燃尽的措施。

W型火焰燃烧方式炉膛热力特性参数如下:上/下炉膛深度比宜大于0.5,以使前后拱U型火焰射流尽量避免相互干扰;前后拱上靠近侧墙的燃烧器一次风喷嘴中心线应与侧墙保持适当距离,以免火焰冲刷侧墙水冷壁或卫燃带;下冲煤粉气流不冲刷冷灰斗壁面,不发生短路,火焰能得到均衡而充分的发展,保证能形成良好的W型火焰。

炉膛热力特性参数(BMCR工况)的推荐范围见表3.2-2~表3.2-4。

表 3.2-2 切向燃烧方式炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

机组容量等级		300MW	600MW
炉膛容积热负荷 $q_v$ (kW/m <sup>3</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	85~116	(82~102)
	烟 煤	90~118	85~105
	褐 煤	75~90	60~80
炉膛截面热负荷 $q_F$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	4.5~5.2	(4.6~5.4)
	烟 煤	3.8~5.1	4.4~5.2
	褐 煤	3.3~4.0	3.6~4.5
燃烧器区壁面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	1.4~2.2	(1.6~2.2)
	烟 煤	1.1~2.1	1.3~2.2
	褐 煤	1.0~1.5	1.0~1.6
炉膛辐射受热面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	0.18~0.26	(0.20~0.28)
	烟 煤	0.16~0.25	0.18~0.26
	褐 煤	0.15~0.24	0.18~0.25
上排一次风喷嘴(或上排三次风喷嘴)中心至屏下缘距离 $l_1$ (m)	低 $V_{daf}$ 煤	17~21.5	(19~23)
	烟 煤	16~20	18~22
	褐 煤	18~24	20~25
上排一次风喷嘴(或上排三次风喷嘴)中心至屏下缘烟气平均停留时间 $\tau$ (s)	低 $V_{daf}$ 煤	1.8~2.3	(1.8~2.4)
	烟 煤	1.6~2.2	1.6~2.3
	褐 煤	2.0~2.6	2.0~2.8

表 3.2-3 对冲燃烧方式炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

机组容量等级		300MW	600MW
炉膛容积热负荷 $q_v$ (kW/m <sup>3</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	90~120	(85~105)
	烟 煤	95~125	90~115
	褐 煤	80~100	75~90
炉膛截面热负荷 $q_F$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	4.2~5.2	(4.6~5.4)
	烟 煤	3.6~5.0	3.8~5.2
	褐 煤	3.2~4.5	(3.5~4.8)

续表

机组容量等级		300MW	600MW
燃烧器区壁面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	1.1~1.8	(1.2~2.1)
	烟 煤	1.1~1.7	1.2~2.0
	褐 煤	1.0~1.5	1.4~1.8
炉膛辐射受热面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	0.18~0.26	(0.20~0.28)
	烟 煤	0.16~0.25	0.18~0.26
	褐 煤	0.16~0.25	0.18~0.26
上排一次风喷嘴中心至屏下缘距离 $l_1$ (m)	低 $V_{daf}$ 煤	15~20	(18~23)
	烟 煤	14~18	18~22
	褐 煤	16~22	(18~24)
上排一次风喷嘴中心至屏下缘停留时间 $\tau$ (s)	低 $V_{daf}$ 煤	1.6~2.2	(1.7~2.3)
	烟 煤	1.5~2.0	1.5~2.2
	褐 煤	2.0~2.5	2.0~2.6

表 3.2-4 W型火焰燃烧方式炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

锅炉容量等级	300MW
全炉膛容积热负荷 $q_v$ (kW/m <sup>3</sup> )	90~115
下炉膛容积热负荷 $q_{vx}$ (kW/m <sup>3</sup> )	190~240
下炉膛截面热负荷 $q_{Fx}$ (MW/m <sup>2</sup> )	1.9~3.0
全炉膛辐射受热面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	0.2~0.35
上/下炉膛深度比 $l_7/l_8$	0.5~0.6

1.5 主要炉膛热力特性参数计算式

(1) 炉膛容积热负荷  $q_v$  为

$$q_v = N_r / V$$

式中:  $q_v$  为炉膛容积热负荷, kW/m<sup>3</sup>;  $N_r$  为锅炉输入热功率, kW;  $V$  为炉膛有效容积, m<sup>3</sup>。

锅炉输入热功率是指在锅炉最大连续出力(BMCR)工况下锅炉设计计算煤耗量  $B_j$  与设计煤收到基低位发热量  $Q_{net,v,ar}$  的乘积, 即

$$N_r = B_j Q_{net,v,ar}$$
$$B_j = B(1 - q_4 / 100)$$

式中:  $B_j$  为锅炉设计计算煤耗量, kg/s;  $B$  为锅炉设计煤耗量, kg/s;  $q_4$  为固体未完全燃烧热损失, %;  $Q_{net,v,ar}$  为煤的收到基低位发热量, kJ/kg。

(2) 上排一次风喷嘴(或上排乏气喷嘴)中心标高到屏下缘的煤粉平均停留时间  $\tau$ 。

从燃烧特性去选取炉膛容积热负荷主要是控制煤粉在炉内的停留时间(以烟气的平均停留时间替代), 煤粉的有效燃烧时间为上排一次风喷嘴(或上排乏气喷嘴)中心至屏下缘的这段停留时间  $\tau$ 。

(3) 炉膛截面热负荷  $q_F$ 。炉膛截面热负荷  $q_F$  计算式为

$$q_F = \frac{N_r}{1000F}$$

除有较大的切角外, 按下式计算, 即

$$F = l_1 l_2$$

对于 W 型火焰燃烧锅炉应取用下炉膛截面积  $l_8 l_2$ 。

式中:  $q_F$  为炉膛截面热负荷, MW/m<sup>2</sup>;  $F$  为炉膛截面积, m<sup>2</sup>。

(4) 燃烧器区壁面热负荷  $q_{Hr}$ 。燃烧器区壁面热负荷  $q_{Hr}$  计算式为



$$q_{Hr} = \frac{N_r}{1000F_{Hr}}$$

$$F_{Hr} = 2(l_1 + l_2)(l_4 + 3)\zeta$$

$$\zeta = 1 - \frac{0.535F_w}{2(l_1 + l_2)(l_4 + 3)}$$

式中:  $q_{Hr}$  为燃烧器区壁面热负荷,  $MW/m^2$ ;  $F_{Hr}$  为上下一次风喷嘴中心线间距离外加 3m 所包围的炉膛围带面积,  $m^2$ ;  $\zeta$  为卫燃带修正系数;  $F_w$  为卫燃带面积,  $m^2$ 。

W 型火焰燃烧方式锅炉不计算燃烧器区壁面热负荷。

(5) 炉膛辐射受热面热负荷  $q_H$ 。炉膛辐射受热面热负荷  $q_H$  计算式为

$$q_H = \frac{N_r}{1000F_H}$$

式中:  $q_H$  为炉膛辐射受热面热负荷,  $MW/m^2$ ;  $F_H$  为炉膛有效辐射受热面积,  $m^2$ ;  $F$  (屏) 为横向节距大于 457mm 的屏的面积 (当单片屏间距与管径比不大于 1.5 时, 按单片屏的两面投影计算, 当单片屏间距与管径比大于 1.5 时, 按单片屏管子的外表面积计算),  $m^2$ 。

在此面积的计算中, 冷灰斗面积是从冷灰斗底部开始。另外后墙面积计算包括炉膛出口窗面积。 $F_H$  的计算公式为

$$F_H = F(\text{前}) + F(\text{后}) + 2F(\text{侧}) + F(\text{顶}) + F(\text{屏})$$

根据热力特性参数可以计算出主要炉膛尺寸。

## 1.6 大型煤粉锅炉燃烧性能保证值的确定

锅炉燃烧性能主要由燃烧设备来保证, 其内容包括锅炉燃烧效率、最低不投油稳燃负荷率 (BMLR) 以及  $NO_x$  排放浓度限值等。

(1) 锅炉燃烧效率的确定。锅炉燃烧效率反映在可燃气体未完全燃烧热损失  $q_3$  和固体未完全燃烧热损失  $q_4$  上。对于大容量锅炉  $q_3$  可取为 0, 对  $q_4$  的取值范围, 见图 3.2-2。

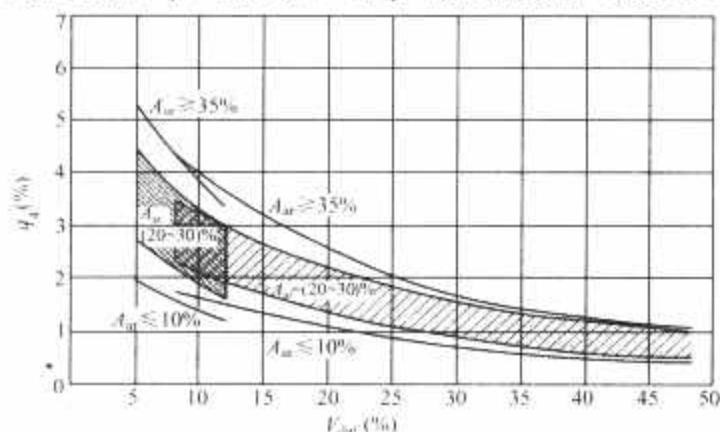


图 3.2-2 根据煤质特性 ( $V_{daf}$  及  $A_{ar}$ ) 推荐的  $q_4$  取值范围

(2) 锅炉最低不投油稳燃负荷率 (BMLR) 的确定。以锅炉的最低不投油稳燃负荷率试验值作为锅炉最低不投油稳燃负荷率。

锅炉热效率测定中, 固体未完全燃烧热损失按下式计算, 即

$$q_4 = 33.7 \times 10^3 \frac{A_{ar}}{Q_{net,v,ar}} \left[ \alpha_{fh} \left( \frac{C_{fh}}{100 - C_{fh}} \right) + \alpha_{lz} \left( \frac{C_{lz}}{100 - C_{lz}} \right) \right]$$

式中:  $q_4$  为固体未完全燃烧热损失, %;  $33.7 \times 10^3$  为灰中含碳的近似发热量,  $kJ/kg$ ;  $A_{ar}$  为入炉煤收到基灰分, %;  $Q_{net,v,ar}$  为入炉煤收到基低位发热量,  $kJ/kg$ ;  $C_{fh}$ 、 $C_{lz}$  分别为飞灰和炉渣中的含碳量, %;  $\alpha_{fh}$ 、 $\alpha_{lz}$  分别为飞灰和炉渣中的灰份份额。它们之间的关系为  $\alpha_{fh} + \alpha_{lz} = 1$ 。

各种燃烧方式的锅炉最低不投油稳燃负荷率 (BMLR) 与燃料特性 ( $R_w$  或  $V_{daf}$ ) 值的关系推荐如表 3.2-5。

BMLR 除与煤质特性有关外, 还与燃烧方式, 炉膛热

力参数, 燃烧器设计形式、数量, 磨煤机特性、台数, 煤粉细度以及制粉系统与锅炉的匹配有关。

表 3.2-5 各种燃烧方式的锅炉最低不投油稳燃负荷率 (BMLR) 推荐值

燃烧方式	$V_{daf}$ (%)						
	4.02	8~12	12~20	20~25	25~30	30~40	褐煤
切向、对冲燃烧	—	65~55	56~45	46~40	42~35	35~30	50 <sup>①</sup> ~35
W 型火焰燃烧	55~45	50~42	—	—	—	—	—

① 褐煤部分高值用于高水分抽炉烟干燥制粉系统。

(3) 燃烧烟气  $NO_x$  排放浓度限值。各种燃烧方式的锅炉,  $NO_x$  最高排放浓度 (折算到烟气含氧量  $O_2 = 6\%$  时的干烟气  $NO_x$  数值) 应符合 GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》所规定的排放限值。在没有  $NO_x$  脱除装置时, 燃烧过程中生成的  $NO_x$  量即为排放的  $NO_x$  量。 $NO_x$  生成浓度与燃烧工况及燃料含氮量有关, 实测的  $NO$  及  $NO_2$  体积浓度可按式换算为规定条件下  $NO_2$  计算的质量浓度, 即

$$C_{NO_2} = \left( \frac{21-6}{21-O_2} \right) \times [2.05(C'_{NO} + C'_{NO_2})]$$

式中:  $C_{NO_2}$  为在规定条件下  $NO_2$  的质量浓度,  $mg/m^3$  ( $O_2 = 6\%$ );  $C'_{NO}$  为实测干烟气的  $NO$  体积浓度,  $\mu L/L$ ;  $C'_{NO_2}$  为实测干烟气的  $NO_2$  体积浓度,  $\mu L/L$ ;  $O_2$  为实测干烟气的含氧量, %。

只测量  $NO$  的体积浓度  $C'_{NO}$  时, 可改用下式计算, 即

$$C_{NO_2} = \left( \frac{21-6}{21-O_2} \right) \times \left( \frac{2.05}{0.95} \right) C'_{NO} = \frac{32.4}{21-O_2} C'_{NO}$$

## 2 直流煤粉燃烧器的设计

### 2.1 直流煤粉燃烧器概述及特点

直流煤粉燃烧器喷出的一、二次风都是不旋转的直流射流, 喷口一般为长方形。通常把四只直流式燃烧器布置在炉膛四角, 在墙角上形成切角。对于宽度和深度不一致的炉膛, 也可把燃烧器布置在两侧墙或前后墙。在大型锅炉中布置成双炉膛 (或单炉膛) 双切圆的形式。也有根据制粉系统和煤质的原因采用六角或八角布置。但不论采用何种直流煤粉燃烧器布置方式, 其形成的空气动力场的基本规律是一致的。

直流煤粉燃烧器 (见图 3.2-3) 的一、二次风口一般为间隔布置, 各喷口的几何中心线都分别与位于炉膛中央的一个或几个假想圆相切。该燃烧器的特点是靠各角来的风粉混合物协同动作, 在炉内形成一个强旋流火球燃烧。煤粉的着火和稳定燃烧除了射流本身卷吸高温烟气的作用之外, 主要还依靠邻角火焰的相互点燃, 其特点如下:

(1) 将整个炉膛作为一个或两个 (双切圆) 大燃烧器组

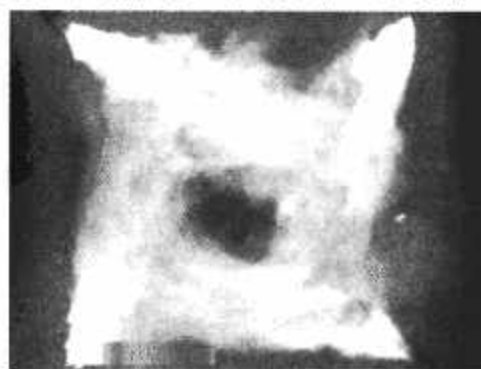


图 3.2-3 直流煤粉燃烧器



织燃烧,因此对每只燃烧器的风量、粉量的控制不太严格,并且操作简单。

(2) 锅炉负荷变化时,燃烧器按层切换,使炉膛各水平截面热负荷分布均匀,保证水循环安全可靠。

(3) 切圆燃烧方式对煤种适应性较强。

(4) 由于炉膛内气流旋转强烈,与煤粉颗粒混合好,且延长了煤粉颗粒在炉内流动路程,有利于煤粉的燃尽。

(5) 具有  $\text{NO}_x$  排放低,不易结焦,燃烧效率高等特点。

(6) 炉膛出口的残余旋转容易引起炉膛出口的烟温偏差和流量偏差。

### 2.1.1 直流煤粉燃烧器的炉内空气动力场

在冷炉实验或模化实验时,常在炉膛中心观察到方向向下的中心回流,但在热态运行时,燃烧的气体膨胀产生附加上升速度。在炉膛中心是速度极低的微风区,不再有明显的中心回流。

切向燃烧方式是以整个炉膛为单元来组织燃烧的,燃烧器的燃烧工况和整个炉膛的空气动力特性关系十分密切。因此掌握切向直流燃烧器炉内气流运动规律,特别是燃烧器区域气流运动规律非常重要。

切向燃烧中一种必然的现象就是气流的偏离,即从燃烧器喷出的气流总是要在某种程度上偏离设计方向,实际的气流切圆直径总是大于假想切圆直径,气流在适当的程度上偏离设计方向恰恰是组织切向燃烧所需要的。炉内气流旋转直径增大,使上邻角过来的火焰更靠近射流根部,对着火有利,对混合也有好处,炉膛充满度较好。但切圆直径过大,一次风煤粉气流可能偏转贴壁,导致火焰冲刷水冷壁,而引起结焦,这是必须避免的。

引起气流偏离设计方向有三方面原因:

(1) 上游邻角横扫过来的炉内总体旋转气流的惯性力  $\Sigma(mv)$ 。 $m$  为质量流率,  $v$  为平均流速,合起来就是动量流率(惯性力)。它是上游一、二次风气流混合后形成的总的一股动量。由于二次风动量较大,因此  $\Sigma(mv)$  中主要是二次风动量,设计燃烧器时,二次风相对于一次风的动量比越大,一次风越容易偏转。炉内旋转气流越强,射流偏离越大。

(2)  $\Sigma(mv)$  的作用点位置。作用点距一次风喷口越近,一次风偏转的就越早,越容易贴壁。切圆直径越大,一次风越容易偏转。因此减小假想切圆直径是减少气流偏离,避免气流冲刷炉墙的重要措施。

(3) 由于射流两侧补气条件不同,形成的压力差迫使射流偏转。从燃烧器喷出的射流对周围介质有卷吸作用,对于狭长形的燃烧器射流,主要是在两侧卷吸,从而在两侧造成负压。如果射流两侧补气条件不同,造成射流两侧出现压力差,迫使射流偏转。因此目前大容量锅炉都采用正方形炉膛或准正方形炉膛( $a/b < 1.1$ )并配以燃烧器区域水冷壁切角以使燃烧器出口射流两侧的补气条件接近。

在设计切向煤粉燃烧锅炉燃烧器的时候,是要根据燃料、锅炉容量、炉膛形式等具体情况,灵活主动地组织炉内空气动力场。在锅炉设计中常采用一次风对冲二次风切圆布置、一次风反切圆、二次风正切圆、四角不等切圆、上下不等切圆等布置方式。对于已经投运的锅炉,也可以针对实际出现的问题,通过改变切圆的布置方式来改进炉内空气动力场。

### 2.1.2 直流煤粉燃烧器的设计

直流切向燃烧时,射流在炉膛中央合成一个大的旋转气流,理想的炉内空气动力工况,要求这个气流中心不偏离炉

膛中心,也不贴壁冲墙,热负荷分布均匀,火焰充满度好。为保证良好的空气动力工况,应尽可能设计正方形或准正方形的炉膛,即宽深比在 1.0~1.1 的范围内。切圆直径随炉膛的增加和煤种的结焦性而定,一般为  $\phi 400 \sim \phi 1300 \text{mm}$ 。

根据煤质不同,直流煤粉燃烧器又分为烟煤、褐煤、次烟煤、贫煤和无烟煤等形式。

首先根据炉膛的截面积来确定燃烧器单只煤粉喷嘴的热功率及布置几层一次风喷口,然后再根据单只煤粉的热功率和煤质的结焦性选择一次风上下间距和适当的一、二次风速和风率。同时确定上排一次风中心到屏底的距离和下一次风到冷灰斗拐点的距离,选择合适的炉膛容积热负荷、截面热负荷和燃烧器区域热负荷。

根据煤种着火特性的不同,直流煤粉燃烧器的一、二次风喷口上下依次排列的方式,大致有两种类型。对于挥发分含量较高易于着火的烟煤和褐煤,因为一次风中携带的煤粉较易着火,希望在着火后与相邻的二次风及时混合,这种情况下一、二次风喷口交替间隔排列,沿高度间隔排列的各二次风喷口的风量分配接近均匀,成为均等配风。对于较难着火的贫煤、无烟煤,为提高煤粉着火区的温度,希望推迟一、二次风的混合,为此采用一次风相对集中布置,二次风分级送入的配风方式。表 3.2-6 给出了直流煤粉燃烧器的性能参数。

表 3.2-6 直流煤粉燃烧器的性能参数

性能参数	单位	无烟煤、贫煤	烟煤、褐煤
一次风速	m/s	18~24	20~35
二次风速	m/s	40~55	40~60
三次风速	m/s	40~60	—
一次风率	%	16~25	20~40
过量空气系数	—	1.2~1.25	1.15~1.2
炉内停留时间	s	1.8~2.3 以上	1.6~2.1
煤粉细度 $R_{90}$	%	4~18	17~45

注 当燃用褐煤采用风扇磨时一次风速为 20m/s,采用中速磨时一次风速为 28m/s 以上。

经过 20 多年的努力,直流煤粉燃烧器在大型煤粉炉上的应用已经从挥发分  $V_{\text{daf}} = 8\%$  的无烟煤,到  $M_{\text{ar}} = 40\%$  的高水分褐煤;从含灰量  $A_{\text{ar}} = 50\%$  的次烟煤到  $T_2 = 1000^\circ\text{C}$  的强结焦煤。几乎涵盖了所有的煤质,并且取得了良好的效果。

### 2.1.3 新一代直流煤粉燃烧器

随着大容量锅炉(300MW 以上)的普及,对锅炉效率、低负荷无油稳燃、防止结焦和高温腐蚀、低  $\text{NO}_x$  排放、防止烟温偏差提出了更高的要求。这就需要在直流燃烧器的设计上综合考虑,以达到最佳的综合效果。

近年来对燃烧器的设计理念做出了较大的调整,更加重视减少氮氧化物的排放。因此分级燃烧在直流煤粉燃烧器得到广泛的应用。在两级分级燃烧方式中,提供给燃烧器主燃烧区的风量少于其正常燃烧所需要风量。燃烧所需要的其余的风量通过燃烧器上方的燃尽风风口来提供,这种布置方式对于减少  $\text{NO}_x$  生成是非常必要的。

锅炉燃烧中影响  $\text{NO}_x$  生成的因素主要是燃烧区的氧浓度,火焰温度等因素。直流煤粉燃烧器采用 OFA 或 SOFA,大量二次风从 OFA 或 SOFA 喷嘴送入,实现分级燃烧,使燃烧区形成低过量空气系数,造成弱还原性气氛燃烧,从而使  $\text{NO}$  还原成为  $\text{N}_2$ ,减少“燃料型”氮氧化物,燃烧后期由于有大量的二次风,使燃烧温度降低,从而抑制了热力型

$\text{NO}_x$  的生成。

减少  $\text{NO}_x$  生成的原理如下：

(1) 通过减少主燃烧区的配风来极大地限制燃烧器区域的  $\text{NO}_x$  生成。

(2) 燃尽风进入炉膛以前的区域都是燃料富集区，燃料在此区域的驻留时间较长，有助于燃料中的氮和已经存在的  $\text{NO}_x$  分解。

因此，设置燃尽风风口的两级分级燃烧系统能够获得更低的  $\text{NO}_x$  排放水平。

同时，直流煤粉燃烧器又发展了 PM 低污染燃烧器、WR 宽调节比燃烧器、水平浓淡燃烧器、双通道燃烧器、十字风燃烧器、船形燃烧器等，在实际运行中都取得了良好的效果。

## 2.2 水平浓淡分离燃烧器

我国火电厂锅炉所面临燃烧方面的五个主要问题是：燃烧效率、低负荷稳燃、低污染、防止结渣与高温腐蚀。这五个问题必须统一考虑，合理解决，电站锅炉才能安全和经济运行。但是，这些问题解决方法往往是相互矛盾的。如降低  $\text{NO}_x$  排放量的一个有效措施是提高燃烧区域的煤粉浓度，推迟混合，但不利于防止结渣并影响燃烧效率。提高燃烧区域温度能够强化燃烧、提高燃烧效率，但有可能引起高温腐蚀和  $\text{NO}_x$  过量产生。因此，研究同时解决高效率、低负荷稳燃、低污染、防止结渣和防止高温腐蚀这五个方面问题的燃烧器具有十分重要的意义。

### 2.2.1 水平浓淡燃烧器的原理

哈尔滨工业大学研发的水平浓淡燃烧器技术，在同时解决上述五个方面问题方面体现了良好的综合性能。图 3.2-4 所示为百叶窗煤粉浓缩器的结构。利用百叶窗煤粉浓缩器，可将一次风在水平方向分成浓度差异适当的浓淡两股。浓煤粉气流在向火侧四角切向喷入炉膛，形成内假想切圆。由于所需的着火热减少，最小着火时间短，火焰传播速度提高和着火温度降低，将改善火焰稳定性，所以提高了着火性能。淡煤粉气流在浓煤粉气流和炉膛水冷壁之间四角切向喷入炉膛，形成外假想切圆，在炉膛水冷壁附近形成氧化性气氛区域，提高灰熔点，并阻止燃烧的煤粉颗粒直接冲刷水冷壁，从而可提高防结渣的能力。浓淡煤粉燃烧器经浓缩的煤粉气流首先着火燃烧，相当于减少了着火区的一次风率，从而降低了  $\text{NO}_x$  的产生。淡煤粉气流以后再逐渐混入，保证燃烧所需的空气量，可以得到相当高的燃烧效率。浓淡煤粉气流均偏离化学当量比燃烧，依 Fenimore 燃料型  $\text{NO}$  生成机理，可减少  $\text{NO}_x$  排放；而据 Zelkovich 温度型  $\text{NO}$  生成机理，同样减少淡煤粉气流温度型  $\text{NO}_x$  的产生。此外，水平浓缩煤粉燃烧器可以避免在水冷壁附近出现还原性气氛，对防止高温腐蚀非常有利。所以水平浓缩煤粉燃烧器可同时满足高效、低负荷稳燃、低污染、防止结渣和防止高温腐蚀这五个方面的要求。

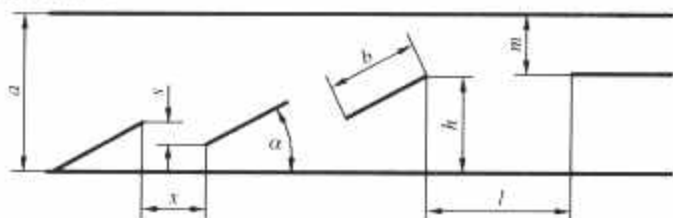


图 3.2-4 百叶窗煤粉浓缩器的结构

a—浓缩器宽度；b—叶片长度；α—叶片倾角；x—叶片间距；s—叶片遮盖度；l—分体长度；m—挡板开度；h—阻塞高度

水平浓淡燃烧器形成的流场见图 3.2-5。

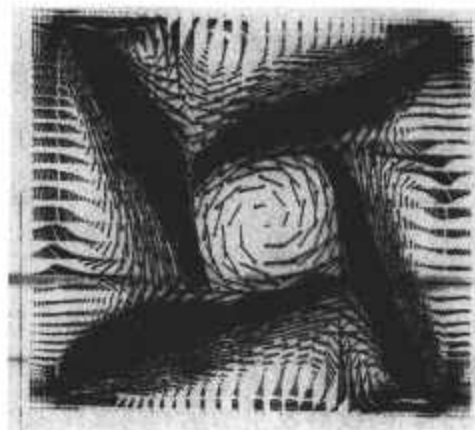


图 3.2-5 水平浓淡燃烧器形成的流场

通过建立气固两相冷态四角切圆燃烧模拟试验台，并且采用先进的相位-PDA 激光测速系统，研究炉膛内气固两相流场以及固相颗粒的分布规律，并得出了如下结论：

(1) 淡一次风对射流的偏转和混合起重要作用。没有淡一次风存在时，射流开始偏转小，并且径向扩散弱，射流后期径向扩散强；有淡一次风存在时，颗粒流的中心线更远离壁面，体现了“风包粉”的煤粉燃烧技术思想。淡一次风速提高时，一次风射流初始偏转增大，并且初始径向扩散增强，射流流动后期径向扩散弱，偏转小。浓淡一次风之间速度差对初始浓度扩散起重要作用。浓淡一次风之间存在速度差时，一次风射流的初始径向浓度扩散增强。一次风射流流动后期，径向扩散主要由炉内主旋流温度场控制，当射流刚性较强时，初始偏转较小，射流容易穿入主旋流场，颗粒易在主旋流场内扩散。

(2) 以气相、固相径向速度最大点表示的射流轨迹与以浓度最大点表示的射流轨迹相对比，在有淡一次风存在的情况下，颗粒流的中心线要更远离壁面。

(3) 在水平浓淡工况下，淡一次风对射流背火侧的尾迹涡的产生起到主导作用。当两股射流之间存在速度差时，会由于速度梯度而产生剪切涡，并且使水平截面上剪切作用增强。向火侧剪切涡的形成与一次风射流动量有关，射流风速越高，与上游来流之间的剪切作用越强烈。

(4) 射流向火侧与来流相互作用，有较强的湍动能存在。射流背火侧涡中由于强烈的剪切作用，湍动能较高。浓淡一次风之间速度差而产生的剪切涡内，并不是湍动能最大的位置，这种剪切作用使得径向截面上的湍动能加大。

(5) 浓淡一次风射流内颗粒浓度的衰减，受射流之间相互卷吸及背火侧涡的控制。不同尺度的颗粒在向火侧区域产生聚集和滞止，从而在此区域出现颗粒浓度的局部浓缩。

(6) 水平浓淡燃烧方式相比较于垂直浓淡燃烧方式，颗粒浓度在初始流动过程中分布更合理，后期混合更加强烈，并且颗粒分布更均匀，在稳燃、高效、防结渣和防高温腐蚀方面具有更大优势。

### 2.2.2 水平浓淡燃烧器在大容量锅炉上的应用

水平浓淡直流煤粉燃烧器见图 3.2-6。水平浓淡燃烧器在大容量锅炉上最早应用在合肥 350MW 机组烟煤锅炉燃烧器的设计中，采用水平浓缩型燃烧器，以期获得在高效、稳燃、低污染、防结焦和防高温腐蚀等方面的综合优良性能。运行后锅炉效率可达到 93.1%，低负荷不投油稳燃不大于 30%BMCR， $\text{NO}_x$  排放量大约 390mg/m<sup>3</sup>（标况下）。同时没有发生结焦和高温腐蚀的现象。

水平浓淡燃烧器在禹州 350MW 机组贫煤锅炉上的应用也是非常成功的，运行后锅炉效率可达到 93.6%，低负荷



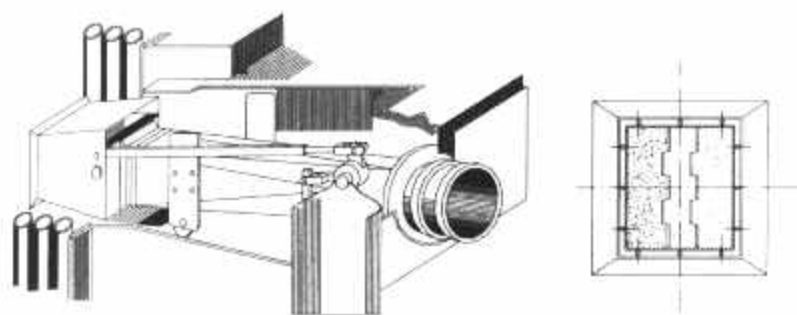


图 3.2-6 水平浓淡直流煤粉燃烧器

不投油稳燃不大于 40%BMCR,  $\text{NO}_x$  排放量大约  $690\text{mg}/\text{m}^3$  (标准状况下)。同时没有发生结焦和高温腐蚀的现象。

在贵州纳雍电厂采用三层水平浓淡直流煤粉燃烧器结合一层双通道自稳式燃烧器, 在燃用  $V_{\text{daf}} = 9.3\%$  的无烟煤也取得了良好的效果。

### 2.3 WR 型燃烧器

WR 型燃烧器又称宽调节比煤粉燃烧器, 其最早为美国 ABB-CE 公司设计开发, 我国在 20 世纪 80 年代引进并消化吸收, 目前是直流煤粉燃烧器中应用最广泛的技术之一。

其机理是利用燃烧器入口弯头的惯性分离作用将一次风煤粉分成上下浓淡两股, 形成上下浓淡两股气流喷入炉膛, 浓相煤粉首先着火, 然后点燃淡相煤粉使燃烧稳定。在煤粉喷嘴内装设波形钝体结构, 一次风混合物射流通过钝体时, 下游产生一个稳定的回流区, 使着火点稳定; 钝体前端的阻挡块, 有利于稳定回流区; 波形结构可提高一次风与炉内热烟气接触面。

WR 宽调节比燃烧器提高了煤粉的着火能力, 为煤粉的燃尽创造了有利条件。WR 宽调节比燃烧器见图 3.2-7。

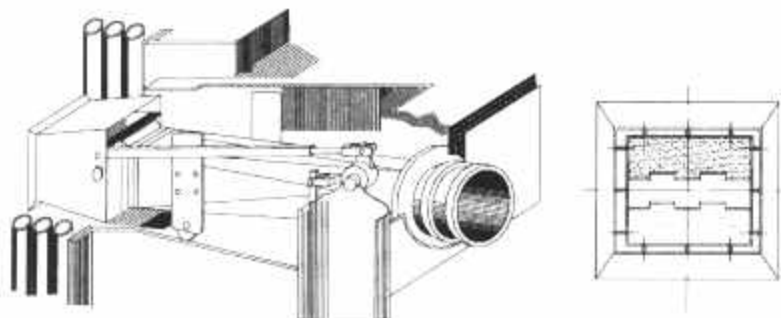


图 3.2-7 WR 宽调节比燃烧器

WR 宽调节比燃烧器的应用, 使得浓侧煤粉处于富燃料燃烧, 氧含量少, 抑制  $\text{NO}_x$  生成。由于燃烧器出口钝体的存在, 推迟了二次风的混合, 增大了烟气在挥发分燃烧区的停留时间, 也就是增加了还原反应时间, 使更多的燃料 N 被还原成  $\text{N}_2$ , 在燃烧器出口附近形成了局部分级燃烧,  $\text{NO}_x$  的生成量也会减少, 浓淡燃烧器使浓淡两侧化学当量比都处于低  $\text{NO}_x$  区域, 其最终效果降低了  $\text{NO}_x$  的生成。

目前, WR 宽调节比燃烧器已经成功应用燃烧褐煤、烟煤、次烟煤和贫煤的锅炉。

### 2.4 PM 燃烧器

三菱重工 (MHI) 开发的低  $\text{NO}_x$  PM 燃烧器 (Pollution Minimum Burner) 的原理是利用燃烧器入口弯头的离心分离作用, 将煤粉气流分成上下浓淡两股, 分别进入炉膛, 浓相煤粉浓度高, 所需着火热少, 利于着火和稳燃; 淡相补充后期所需的空气, 利于煤粉的燃尽, 同时浓淡燃烧均偏离了化学当量燃烧, 大大降低了  $\text{NO}_x$  的生成。该燃烧器不仅能够高效、稳定地燃烧世界各地的多种燃料, 而且已经作为一种

经济实用的手段来满足现有的及将来日益严格的降低  $\text{NO}_x$  排放量的需要。PM 直流煤粉燃烧器见图 3.2-8。

在 PM 燃烧器的设计中, 其指导准则如下:

(1) 浓淡分离偏离  $\text{NO}_x$  生成量高的化学当量燃烧区降低  $\text{NO}_x$  的生成。

(2) 增大浓相挥发分从燃料中释放出来的速率, 以获得最大的挥发物生成量。

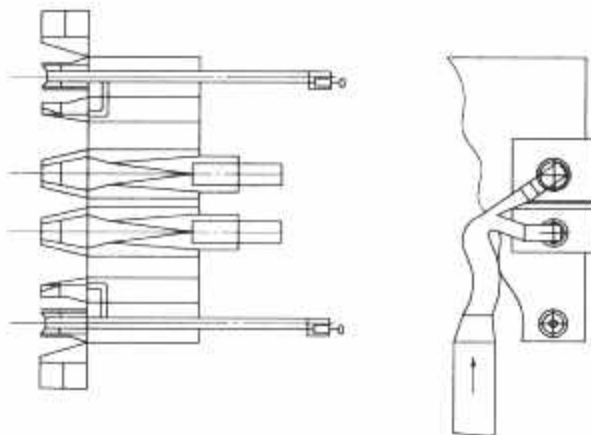


图 3.2-8 PM 直流煤粉燃烧器

(3) 在燃烧的初始阶段除了提供适量的氧以供稳定燃烧所需以外, 尽量维持一个较低氧量水平的区域, 以最大限度地减少  $\text{NO}_x$  生成。

(4) 控制和优化燃料富集区域的温度和燃料在此区域的驻留时间, 最大限度地减少  $\text{NO}_x$  生成。

(5) 增加煤焦粒子在燃料富集区域的驻留时间, 以达到减少煤焦粒子中氮氧化物释出形成  $\text{NO}_x$  的可能。

(6) 及时补充燃尽所需要的其余的风量, 以确保充分燃尽。

PM 燃烧器能够适应不同煤种的要求, 煤种适应性几乎涵盖了整个煤种分类的范围。它既用于燃烧优质烟煤的锅炉, 也用于燃烧贫煤、劣质烟煤、泥煤等一系列燃料的锅炉。

PM 燃烧器最早应用于黄台电厂 300MW 机组贫煤锅炉, 我国现已引进该技术并大量应用于 1000、600MW 超超临界机组锅炉上。

### 2.5 中心十字风燃烧器

中心十字风直流煤粉燃烧器是针对高水分褐煤并采用风扇磨制粉系统而开发的一种直流煤粉燃烧器。采用风扇磨制粉系统则将采用热炉烟加热风作干燥剂, 由于抽取  $1000^\circ\text{C}$  以上高温炉烟, 即使热风温度只有  $300^\circ\text{C}$  左右, 也可以将高水分褐煤的水分自 40% 干燥到煤粉水分 4%~6%, 有利于高水分褐煤的燃烧。同时系统内  $\text{O}_2$  的容积百分比应小于 12%,  $\text{CO}_2$  的容积百分比大于 4%, 因此防爆能力强, 安全性高。但其采用的风扇磨的压头较小, 克服提升阻力后一次风较低只有 16~22m/s, 因此褐煤燃烧器的喷口较大, 风速低容易引起喷口结焦和气流贴壁引起水冷壁的结焦。

为了使煤粉着火后能和二次风迅速混合并保持一次风具有一定的刚性, 在一次风喷口内安装十字形排列的二次风小管, 称之为十字风。十字风管把一次风喷口分隔成四个部分, 使各部分的煤粉浓度分布均匀。十字风有利于减少火焰对尺寸较大的喷口内壁面的辐射传热, 可以起到保护喷口的作用。

十字风管对大尺寸的喷口可以起到支撑的作用, 使其增加刚性并不易变形, 同时较高速度的十字风可以加强一次风气流的动量, 防止煤粉离析散射, 补充射流中空气份额, 减少未燃尽碳损失。在一次风喷口停用时, 十字风管中继续送



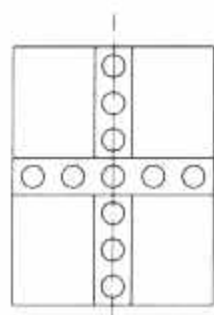


图 3.2-9 直流中心十字风煤粉燃烧器

入二次风来冷却喷口。直流中心十字风煤粉燃烧器见图 3.2-9。

我国直流中心十字风煤粉燃烧器最早应用于富拉尔基 200MW 褐煤锅炉，采用 6 台风扇磨，三层十字风煤粉燃烧喷口。在 20 世纪 90 年代初投运的我国国产首台双辽 300MW 褐煤锅炉。为了加快内蒙古高水分褐煤锅炉的开发，伊敏 600MW 机组成为我国国产首台 600MW 等级的风扇磨制粉系统燃用高水分褐煤的锅炉机组。

其采用的燃烧器形式即直流加十字风煤粉燃烧器。

## 2.6 其他燃烧器（钝体燃烧器、船型燃烧器、双通道自稳式燃烧器）

我国贫煤、无烟煤储量较为丰富，作为动力用煤其着火和稳燃性较差、燃烧效率较低、 $\text{NO}_x$  排放高、调峰能力低等特点，严重影响锅炉的安全经济运行，为此我国各大院校和锅炉生产厂家研发了多种适合贫煤、无烟煤燃烧的直流煤粉燃烧器，分别叙述如下。

### 2.6.1 钝体燃烧器

该燃烧器为华中理工大学于 20 世纪 80 年代开发研制的，用于燃烧劣质烟煤和贫煤的锅炉上，其作用为稳定火焰和改善燃烧。它是在角置直流燃烧器一次风出口处设置一个非流线型的物体也称钝体，气流流过该钝体后发生分流，它的尾迹呈一个反向流动的强烈回流漩涡区，由于回流区和主流气流之间进行着强烈的能量交换，可使尾迹中温度达到  $900^\circ\text{C}$  以上，使尾迹起着热量存储器的作用。同时直流的煤粉空气混合物从一次风喷嘴喷出时遇到钝体后，由于煤粉颗粒比空气流有较大的轴向运动惯性，使尾迹回流区边界附近的煤粉浓度比原一次风中的煤粉浓度大 1.2~1.5 倍，形成了火焰稳定的条件。形成回流区有以下三个重要的作用：

- (1) 卷吸高温烟气到射流的根部。
- (2) 在回流区边界上，新鲜可燃物流与高温烟气的回流有较大的速度梯度，湍流强度大，混合强烈，热量交换和质量交换良好，燃烧强度高。

(3) 由于回流区中的负压旋涡作用，可使回流区的煤粉质点在炉膛中停留时间延长，回流量增加，燃烧加快。着火提前，燃烧稳定。

回流区的尺寸、质量流量与钝体的几何参数有关。在冷态测得的钝体张角、相对边宽（钝体边宽/一次风喷口宽度）和阻塞率（喷口截面被钝体阻塞的比例）对回流区长度均具有一定的影响。实验结果表明当钝体张角、相对边宽增大时，回流区长度增加，但阻力也随之增加；当相对边宽增加时回流区宽度增加。

因此当煤的着火性差时，钝体张角、相对边宽取上限值，加装钝体后适当减少切圆的直径。对低挥发分煤，加装钝体的一次风喷口距相邻的二次风喷口不能过大，防止因自由补气空间过大使回流区负压减小，并且钝体的一次风喷口宜用竖矩形，而不是水平矩形。

从国内电厂运行的情况看，大多数钝体燃烧器的稳燃效果较好，但存在的主要的问题是磨损和烧坏，特别是因锅炉煤质变化较大，有时挥发分偏高，着火提前，配风不当会将钝体烧掉、脱落。燃用低灰熔点煤，如钝体加装不当，会使气流冲墙而结焦。

### 2.6.2 船型燃烧器

稳定煤粉火焰的一个重要原理，就是要设法在一次风喷口附近的一次风气流中，建立具有高煤粉浓度、高温和较高氧浓度的“三高区”。由清华大学开发研制的船型直流煤粉燃烧器也是采用了“三高区”的原理。

船型直流煤粉燃烧器是在一次风喷口内放置称为“火焰稳定船”的船型稳定器，而不是像钝体燃烧器那样将钝体安放在一次风喷口外，因此在火焰稳定船的尾迹回流区很小，而且回流区的一半缩在喷口之内，伸出喷口的回流区长度仅为 200mm 左右，实际测量得到的船型体后中央回流区中心气流的温度仅为  $100\sim 300^\circ\text{C}$ ，但一次风喷口附近的流函数分布表明，绕过船型体后的一次风气流结构和自由射流有很大的不同。在一次风喷口附近实际测得的温度分布，以及通过数值计算得到的在一次风喷口附近的煤粉高浓度区。在一次风气流束腰部外缘为温度在  $900^\circ\text{C}$  以上的高温区，这是由于切向燃烧时，相邻燃烧器喷射过来的高温烟气，以及此喷口射流本身所卷吸的附近高温烟气形成的，此处测得的氧浓度在 10% 左右。因此在位于气流束腰部外缘形成了“三高区”。

煤粉颗粒在气流束腰部外缘着火后继续向前运动时，正好束腰形气流又逐渐扩展开来，不断和已着火的煤粉颗粒进行湍流混合，补充给煤粉燃烧过程所需要的空气。此后，一次风中燃烧过程的发展在一定距离后和二次风相遇，这正符合分级燃烧的原理，尤其有利于低挥发分煤种的着火、燃烧和燃尽过程，同时有利于减少燃烧过程中  $\text{NO}_x$  的生成。

### 2.6.3 双通道自稳式燃烧器

双通道自稳式燃烧器是清华大学和哈尔滨锅炉厂有限责任公司共同开发研制的，双通道自稳式燃烧器见图 3.2-10。

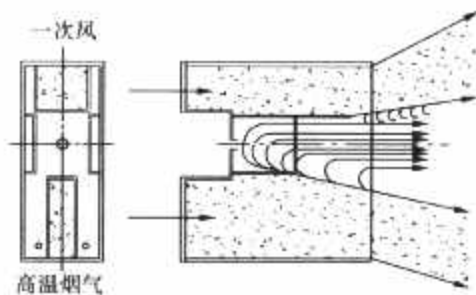


图 3.2-10 双通道自稳式燃烧器

该型燃烧器已大量用于直流煤粉燃烧器的改造和新设计当中，其原理如下：

(1) 具有两个一次风通道，简称双通道。即在同一燃烧器的上下各设置一个一次风口，这样高温烟气的回流是在两个一次风射流的中间空间进行的，它不与壁面接触，从而使上下壁面均受到一次风的保护，不会使壁面被高温加热，而且上下一次风粉均受到提前加热、着火，因此燃烧稳定性优于单一的一次风通道。

(2) 两股一次风是以贴壁形式进入一个突扩空间。

(3) 为避免回流烟气使燃烧器两侧过热和结焦，在两侧壁腰部各加了一股二次风称为腰部风。它不仅保护了两侧壁，而且是调节着火点位置的重要手段。当腰部风全开时，燃烧器内部温度基本等于一次风温度。当腰部风全关时，使大量高温烟气回流入燃烧器，则燃烧器内部温度急增，煤粉在燃烧器内开始着火，达到强化燃烧的目的，此工况可实现锅炉低负荷或低挥发分煤的燃烧。利用腰部风的变化可调节煤粉着火点的位置，是一强化型的燃烧器，可适应煤质多变和负荷变化。

双通道自稳式燃烧器在贫煤和无烟煤锅炉得到了广泛的

应用,在提高燃烧稳定性和燃烧效率等方面取得了较好的结果。在石门、湘潭、纳雍 300MW 无烟煤锅炉上应用均效果良好。

### 3 煤粉旋流燃烧器

煤粉旋流燃烧器是使空气流产生适当强烈的旋转运动,并借助其形成的回流区卷吸高温烟气,给制粉系统来的煤粉空气混合物(一次风)获得连续的足够的着火热源,实现煤粉稳定着火,并进而与其外围的旋转空气流(二次风)和外缘卷吸的高温烟气流实现强烈的充分的混合,达到煤粉完全燃烧的煤粉燃烧装置。

#### 3.1 旋流燃烧器的特点

煤粉旋流燃烧器的最大特点在于每个旋流燃烧器本身是一个能组织空气流适当旋转并实现煤粉完全燃烧的独立燃烧设备。每台煤粉旋流燃烧器具有自己的独立的空气动力场,各个燃烧器形成各自独立的小火炬。当锅炉在不同负荷下运行时,通过增加或者减少独立小火炬的数量,可以使运行中的煤粉旋流燃烧器基本上保持在其设计工况下工作,从而实现煤粉高效率燃烧。用于大型电站锅炉的煤粉旋流燃烧器大多采用前后墙布置对冲燃烧方式,锅炉沿炉膛宽度方向上的烟气温度和气流分布比较均匀,过热蒸汽温度偏差较小。

#### 3.2 旋流燃烧器的旋流强度

旋流燃烧器产生的旋转气流的共同特性:从燃烧器喷口喷射出来的射流既具有圆周方向的切向速度,又具有向前行进的轴向速度,在旋转气流出口处的中心地带存在回流区,它有较强的卷吸高温烟气的能力,旋转气流的扰动混合极为强烈,但旋转强度衰减较快,气流的后期混合比较弱,气流的射程较短,其扩张角比直流射流的扩张角大。旋流燃烧器的性能与结构设计是否适当在很大程度上决定了旋转气流的各种特性,譬如旋转气流的出口形状,形成的回流区的大小,回流强度,各股气流的质量分配比例,它们的混合时间先后以及混合的强烈程度等。不同类型的煤种要求上述各因素具有各自不同的组合,使煤粉旋流燃烧器适应不同煤种的燃烧要求,实现煤粉的稳定着火,安全高效的燃烧和低污染排放。

描述旋流燃烧器产生的旋转气流的重要特征参数是旋流强度,它表征了气流旋转的强烈程度,也是决定煤粉旋流燃烧器性能优劣的主要因素。旋流强度  $n$  为

$$n = M/KL$$

$$M = QW_{\tau}r$$

$$K = QW_x$$

式中:  $M$  为气流的旋转动量矩;  $K$  为气流的轴向动量;  $L$  为定性尺寸,一般为出口直径的某一倍数;  $Q$  为气流的质量流量;  $W_{\tau}$  为气流的平均切向速度;  $W_x$  为气流的平均轴向速度;  $r$  为气流的平均旋转半径。

将  $M$  和  $K$  代入  $n$  式,得

$$n = W_{\tau}r/W_xL$$

由旋流强度的表达式可知,旋流强度反映了旋流燃烧器中或其出口处的气流的旋转动量矩与轴向动量之比,或者反映了其气流的切向速度与轴向速度之比。

现代大型电站锅炉的煤粉旋流燃烧器具有一次风和多股二次风,燃烧器出口产生的射流具有多股同轴旋转射流和直

流射流,其综合旋流强度不仅与燃烧器的结构有关,而且还与燃烧器运行时旋流叶片的设置角度和各股射流的质量流量分配调节有关。

旋流燃烧器的旋流强度对炉内空气动力场有很大的影响,当旋流强度增大时,气流的旋转更强烈,由喷口射出的旋转气流的扩张角更大,其形成的回流区也增大,卷吸回流到火焰根部的高温烟气流增多,气流的紊流程度增强,早期混合过程加速,气流的射程变短,旋流燃烧器的阻力增大。

煤粉旋流燃烧器具有适当的旋流强度是保证煤粉着火稳燃和燃尽的重要条件,对于不同类型的煤种,要有与之相适应的旋流强度,即要有与之相适应的气流扩散角和回流区大小,燃烧器出口各股气流应适时适量和适当强烈地混合。当煤粉旋流燃烧器的旋流强度偏大时,煤粉的着火会过分提前,着火起始点将过分靠近燃烧器出口,造成燃烧器出口附近结焦,甚至将燃烧器烧毁,或者使火焰在炉膛中的充满度变坏。过大的旋流强度会使旋转气流从燃烧器流出后,产生过大的扩散角,使气流产生贴壁运动,即产生所谓的“飞边”效应,从而引起炉膛严重结焦使燃烧工况恶化。反之,当煤粉旋流燃烧器的旋流强度偏小时,煤粉的着火推迟,着火起始点向炉内推移,导致着火不稳定和燃烧效率下降,严重时甚至造成燃烧器灭火。

由此可知,适当的旋流强度是煤粉旋流燃烧器高效燃烧某一类型煤种的关键因素,而在热态运行时确保燃烧器调风机构动作灵活可靠,使燃烧器的旋流强度在热态运行时真正具有一定的可调范围是煤粉旋流燃烧器具有较大煤种适应性的重要手段。

#### 3.3 煤粉旋流燃烧器的设计原则与结构简述

现代大型电站煤粉锅炉普遍采用直吹式制粉系统,其燃烧器的一次风率大小在一定程度上制约于磨煤机的干燥出力和通风出力,因而不能随意选择一次风率的数值。对于具有自身独立空气动力场的煤粉旋流燃烧器,其一次风率的大小和一次风在喷口处的速度关系到气流轴向动量  $K=QW_x$  的数值,直接影响到旋流燃烧器的旋流强度及其产生的回流区的形状和大小。因此在一次风率选择范围受到磨煤机限制条件下,正确选择煤粉旋流燃烧器的二次风调风器设计参数和合理的调风器结构设计是决定燃烧器具有适当的旋流强度和良好的空气动力场,获得适当的回流区,并与外围旋转二次风适时适量地实现充分混合的关键因素,同时也是实现煤粉稳定着火,完全燃烧和低  $\text{NO}_x$  排放的重要条件。

大型电站煤粉锅炉燃用的燃料品质虽然相对稳定,但在我国目前的条件下,实际燃用的煤质变化仍然很大,为此要求燃烧器具有较大的对煤质变化的适应性。对于电厂已有的煤粉旋流燃烧器而言,正如前文所述,其综合旋流强度不仅与燃烧器的结构有关,而且还与燃烧器运行时旋流叶片的设置角度和各股射流的质量流量分配调节有关。因此当煤质在一定范围内变化时,对于已有的燃烧器,只要有可能适当调整燃烧器的配风机构,改变二次风的供给量,改变各股二次风质量流量的分配比例,以及调整旋流叶片的设置角度,就会改变煤粉旋流燃烧器的旋流强度,及由其产生的空气动力场,和对高温烟气流卷吸的数量,从而适应煤质的变化,使煤粉的着火稳燃与燃尽恢复到正常水平。因此在热态运行条件下,确保燃烧器的二次风配风机构和旋流叶片的设置角度能够自由灵活的调节,是燃烧器具有良好的煤质适应性的



关键性因素。

设计煤粉旋流燃烧器时,一般都应遵守下列原则:

(1) 燃烧器的旋流强度适当,能组织良好的空气动力场,有适当的中心回流区,使煤粉从回流的炙热烟气中得到连续的足够的热量,及时着火并稳燃。

(2) 燃烧器的二次风量和各股二次风量的流量比可有效地调节,其旋流叶片的设置角度应具有一定范围的调节幅度,从而使燃烧器的二次风量及其旋流强度具有适当的调节范围。一次风和二次风应能够适时适量地充分混合,确保煤粉燃烧的经济性和有效地减少  $\text{NO}_x$  排放量。

(3) 燃烧器有较大的负荷调节比和较好的燃料适应性,为此,应确保其调风机构在热态运行时动作灵活可靠,操作方便。

(4) 燃烧器运行安全可靠,不易结焦,气流不贴壁,工作寿命长。

世界上各大动力设备制造公司为实现煤粉的稳定着火完全燃烧和降低污染物质的排放,作了大量的试验研究工作,开发出各种形式的煤粉旋流燃烧器,并积累了丰富的实践经验。其中美国 Babcock & Wilcox 公司的锅炉绝大多数采用燃烧器前后墙布置的对冲燃烧方式,故其开发的煤粉旋流燃烧器历史最悠久,品种最齐全。此外,美国 Foster Wheeler 公司,日立 Babcock 公司,德国 Babcock 公司,三井 Babcock 公司,德国 Steinmüller 公司以及俄罗斯的锅炉制造行业均有自己的经受长期实践考验的煤粉旋流燃烧器。近年来我国在大型电站锅炉上,通过引进方式采用煤粉旋流燃烧器对冲燃烧方式的锅炉逐渐增多,国内各高校也开始通过试验台和电站锅炉燃烧器改造的方式推出了各种形式的煤粉旋流燃烧器。

在遵循上述普遍设计原则的基础上,各大动力设备制造公司推出的各具特色的煤粉旋流燃烧器,在其一次风、二次风的设计参数和燃烧器的结构设计上,各不相同,各有其优缺点。燃烧器的一次风口均位于中心,一般呈圆形或者其中心设中心管而呈圆环形,一次风出口气流一般为直流,但也有采用弱旋流的。当代的新型煤粉旋流燃烧器一般都有内外两层(甚至三层)环状二次风,其出口气流有的内外两层均为旋流,有的内层二次风为旋流,外层二次风为直流,或者与之相反,内层二次风为直流,外层二次风为旋流。进入每台燃烧器的二次风总风量大小,有的可用燃烧器自身的配风机构调节,有的通过外部风道上的挡板调节,有的上述两种调节手段兼而有之。当燃烧器有多层环状二次风时,一般还设有调节各层二次风量比例的调节机构。对于旋流二次风,为使燃烧器的旋流强度可在一定范围内调节,有的设置可动轴向旋流叶片,有的设置可动切向旋流叶片或者设置叶片角度固定的可动轴向叶轮,此外也有在的某一层二次风设置旋流强度不可调节的固定式旋流叶片。为使二次风质量流量处于最佳数值,新型煤粉旋流燃烧器一般还装有二次风风量测定装置。

### 3.4 煤粉旋流燃烧器的煤种适应性

欧美等西方国家的煤质资源多为易着火易燃尽煤,其开发的煤粉旋流燃烧器大多用于烟煤与褐煤,却鲜有燃烧贫煤和无烟煤的品种。

我国具有丰富的贫煤和无烟煤资源,在锅炉机组上实现贫煤和无烟煤的高效燃烧,一直是我国动力工作者责无旁贷的任务。从 20 世纪末开始,我国在大型电站锅炉上,通过引进美国 B&W 公司技术,结合我国实际需要加以改进,研

制出燃烧贫煤和无烟煤的多种旋流燃烧器,已经取得成功运行经验的有:采用中速磨煤机直吹式制粉系统燃烧贫煤的新海电厂 200MW 锅炉和蒲城电厂 330MW 锅炉;采用钢球磨中间储仓热风送粉系统燃烧贫煤的西柏坡电厂和衡水电厂 300MW 锅炉,邯郸电厂 200MW 锅炉;采用钢球磨中间储仓热风送粉系统燃烧无烟煤的阳泉电厂 300MW W 型火焰锅炉。21 世纪初期,北京巴布科克·威尔科克斯公司又开发出用于 W 型火焰锅炉的燃烧无烟煤的浓缩型煤粉旋流燃烧器,采用该种燃烧器的燃烧无烟煤的 300MW W 型火焰锅炉的电厂,目前已经成功投入运行的有黔北、耒阳、鸭溪、北海和黔西等电厂,首台采用浓缩型煤粉旋流燃烧器的 600MW W 型火焰无烟煤锅炉也在云南滇东电厂投入运行。

这些应用煤粉旋流燃烧器的锅炉分别采用了提高一次风温、降低一次风率、增加煤粉细度、适当设置卫燃带、实施煤粉浓缩及采用 W 型火焰燃烧方式等国内外普遍采用的技术,使煤粉旋流燃烧器不仅可以燃烧烟煤与褐煤,而且还可以高效燃烧贫煤和无烟煤。

### 3.5 煤粉旋流燃烧器的运行

一般每台磨煤机所带的燃烧器均布置在同墙同一标高位置上,或者布置在前后墙的不同标高位置上。同墙同层的燃烧器位于同一个分隔风仓内,各分隔风仓彼此分隔独立,各有自己的二次风进口分风道及布置在分风道上的调风挡板和风量测定装置。有的锅炉不设分隔风仓而采用开式大风箱,同墙内的所有燃烧器均位于同一个大风箱内(见图 3.2-11),开式大风箱的二次风进口大风道上设有调风挡板和风量测定装置。300MW 锅炉开式大风箱的高宽深度大约为 12、14、2.5m,600MW 锅炉开式大风箱的高宽深度大约为 14、21、2.5m,对于如此巨大的开式大风箱,二次风在大风箱内部静压分布的不均匀会导致各燃烧器的二次风量分配不均。因此采用开式大风箱的锅炉,每台燃烧器都应配备二次风压差测量装置和由动力驱动的调节每台燃烧器总二次风量的调节机构,以确保燃烧器之间的二次风量分配基本均匀。

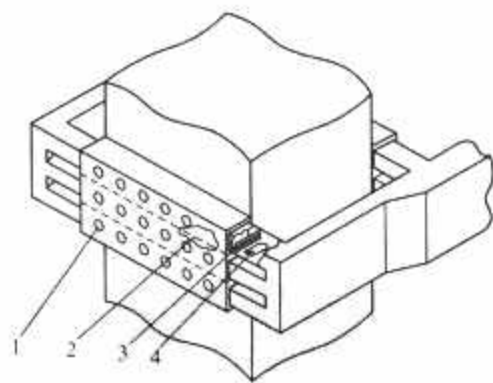


图 3.2-11 分隔式大风箱

1—燃烧器安装孔;2—分隔风仓隔板;3—调风挡板;  
4—机翼型测风装置

在锅炉运行初期进行燃烧调试工作时,应在锅炉额定负荷运行的条件下,根据烟气中的含氧量,CO 含量,飞灰含碳量以及  $\text{NO}_x$  的排放量,将煤粉旋流燃烧器旋流叶片的设置角度和二次风配风机构的设定位置调整到相对的最佳位置,对于具有 OFA 燃尽风系统的锅炉,还应根据烟气中上述物质的含量,将燃尽风量及其旋流强度调整到相对的最佳状态,一般而言,各燃烧器旋流叶片的设置角度应基本保持一致。当锅炉正式运行时,在煤质变化不大的情况下,无论是冷炉启动或者锅炉负荷是高是低,已经调整到最佳状态的燃烧器旋流叶片的设置角度和燃烧器配风机构的设定位置均



不应变动。当锅炉负荷变化时,对直吹系统,除调节燃烧器的一次风粉供应量或者增减运行磨煤机的台数(即增减运行燃烧器的台数)外,二次风量的增减应由大风道或二次风进口分风道上的调风挡板进行调节。在煤质变化较大,导致燃烧工况恶化时,燃烧器旋流叶片的设置角度和燃烧器配风机构的设定位置应适当改变,以适应煤质的变化,使煤粉的着火稳燃与燃尽恢复到正常水平。一般情况下,当煤质变差,不易着火稳燃时,应减小旋流叶片的开度,以增大旋流强度,增加高温烟气的回流量,有利于煤粉的着火稳燃。反之,当煤质变好,易于着火稳燃,着火起始点向燃烧器喷口靠近,甚至可能烧坏燃烧器时,则应增大旋流叶片的开度,以减小旋流强度。

锅炉运行时,往往有一定数量的燃烧器处于停用状态,大型锅炉煤粉旋流燃烧器的喉口直径一般都在1m以上,锅炉运行时处于停用状态的燃烧器必须具有适当数量的冷却风,否则将因承受高温辐射热,使燃烧器变形或烧毁。为此,在具有分隔风仓的锅炉上,每个分隔风仓内至少应有一台或两台燃烧器装有测定燃烧器金属温度的热电偶,在具有开式大风箱的锅炉上,全部燃烧器都应装上测定燃烧器金属温度的热电偶,并根据锅炉额定负荷时测定的停用燃烧器的金属材料温度确定调风设备的冷却风开度位置。采用煤粉旋流燃烧器并具有分隔风仓的锅炉,其二次风进口分风道上的调风挡板应设置保证停用层燃烧器冷却风量的冷却风开度位置和燃烧器启动点火时的点火开度位置。对于采用煤粉旋流燃烧器并具有开式大风箱的锅炉,每台燃烧器的调节总二次风量的调节机构应设置正常运行位置,点火位置以及停用燃烧器的冷却风位置。

对于采用中间储仓式钢球磨煤机热风送粉系统并具有分隔风仓的锅炉,由于分隔风仓内的煤粉旋流燃烧器与磨煤机没有直接的联系,如果每台燃烧器配有调节总二次风量的调节机构和测量二次风压差的装置时,对于同一分隔风仓内的单个燃烧器,可以根据锅炉负荷的需要,任意切除或投入运行。但当燃烧器本身不具有调节总二次风量的调节机构时,运行中应按整个分隔风仓全部地切除或投入燃烧器,不推荐单个地切除或投入燃烧器,否则在同一分隔风仓内的停用燃烧器将与运行燃烧器一样,流入同等数量的二次风,导致运行中的燃烧器缺乏二次风,而停用燃烧器却引入过多的二次风,最终影响锅炉运行的经济性。

### 3.6 主要新型煤粉旋流燃烧器简介

#### 3.6.1 美国 Babcock & Wilcox 公司的旋流燃烧器

(1) 燃烧烟煤的 DRB-XCL 双调风旋流燃烧器。DRB-XCL 燃烧器是美国 B&W 公司开发的适合燃烧具有较高着火指数烟煤的低  $\text{NO}_x$  燃烧器。如图 3.2-12 所示,来自磨煤机的一次风粉混合物进入弯头后,首先经过导向器改善因入口弯头引起的煤粉分布不均,然后通过锥形扩散器使风粉混合物在圆周方向的分布更加均匀,并使一次风喷口内壁圆周方向形成浓相环形煤粉气流,最后一次风以直流形式喷入炉内燃烧。燃烧器的总二次风量由动力驱动的调风盘控制,二次风呈圆环状、分内外两层以同向旋流的方式进入炉内,通过内外层二次风的两组手动可调轴向旋流叶片可以方便地调节燃烧器的综合旋流强度。在二次风的进口端设有靠背管式测风装置,通过改变调风盘位置,调整各燃烧器进口二次风的动压值,以确保各燃烧器风量分配基本均匀。运行中,外二次风的轴向流速较高,在其入口处设置固定导向叶片,以改善气流分布,减小燃烧器的阻力。

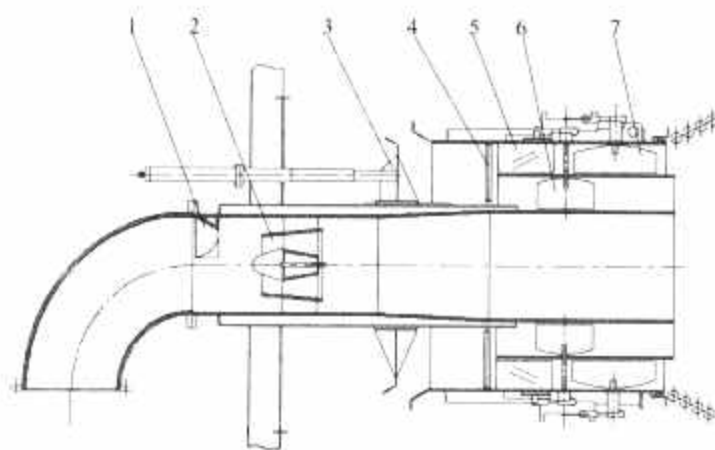


图 3.2-12 DRB-XCL 双调风旋流燃烧器

1—导向器;2—锥形扩散器;3—调风盘;4—测风装置;5—固定导向叶片;6—二次风旋流叶片;7—外二次风旋流叶片

DRB-XCL 燃烧器采用分级送风实现低  $\text{NO}_x$  燃烧。旋流内二次风从燃烧器流出后,沿一次风射流的外缘边界形成局部回流区,通过回流区卷吸高温烟气,促进煤粉的着火与稳燃。旋流外二次风从燃烧器流出后,立刻向外围扩展并与火焰根部脱离,使外二次风与刚喷入炉内的煤粉分开,随后旋流外二次风从火焰的下游地区将高温烟气向后卷吸回流,进一步促进火焰的稳定燃烧。与此同时,外二次风逐渐地与火焰下游的燃料混合,提供燃料完全燃烧所需的氧气。二次风的上述特性,使燃料在挥发分析出并燃烧的初期阶段,仅与少量的内二次风混合,有效地减少了氧气供给量,实现了低氧燃烧,减少了燃料型  $\text{NO}_x$  的生成量。此外,由于燃料与数量和刚性较大的外二次风混合的推迟,煤粉燃烧的过程相对延长,火炬的尺寸相对增大,燃烧区域内的温度水平整体降低,因而减少了热力型  $\text{NO}_x$  的生成量。

为了进一步降低  $\text{NO}_x$  的最终生成量,美国 B&W 公司在 DRB-XCL 燃烧器的基础上开发出 DRB-4Z 型超低  $\text{NO}_x$  燃烧器,后者与前者在结构设计上基本一致,不同的是在 DRB-4Z 燃烧器的一次风喷口与内二次风之间增加了第三空气区,即过渡区。该区的空气以直流方式喷入炉内,起到了富燃料的火焰核心区与内二次风气流间的缓冲作用,推迟了内二次风与着火后煤粉气流的混合,有效地抑制  $\text{NO}_x$  的生成量。过渡区的风量可通过调节机构调整,使  $\text{NO}_x$  的生成量达到最低水平。

煤粉锅炉的  $\text{NO}_x$  排放量除与燃烧器的合理设计有关外,还与锅炉的燃烧器区域热负荷、断面热负荷、煤粉细度、一次风气流的煤粉浓度、燃料的挥发分、固定碳、氧和氮的含量、空气注入位置的合理性以及运行时对过量空气系数的控制等多种因素有关。当 DRB-XCL 或 DRB-4Z 燃烧器的  $\text{NO}_x$  排放值还不足以满足环保要求时,可采用 OFA 燃尽风系统,强化分级送风,进一步降低  $\text{NO}_x$  排放量。此时,DRB-XCL 和 DRB-4Z 燃烧器本身的过量空气系数一般应控制在 1.0 以下。

为了燃烧具有较低着火指数的烟煤,美国 B&W 公司还开发了增强着火型 I-DRB 和 EI-XCL 双调风旋流燃烧器,两者在设计风速上与 DRB-XCL 燃烧器不同,结构上与其相似,但它们的内二次风都具有可调节内外二次风风量分配的手动调风盘。此外 EI-DRB 燃烧器的外二次风采用了可产生较大旋流强度的切向进风结构,当它与钢球磨中间储仓热风送粉系统配合时,EI-DRB 燃烧器还可以高效率地燃烧贫煤。

(2) 燃烧贫煤的 PAX 型双调风旋流燃烧器。PAX 燃烧器仅用于中速磨煤机直吹式制粉系统燃烧贫煤的锅炉。由于贫煤的着火稳燃能力差, 所以 PAX 燃烧器的外二次风采用可产生较大旋流强度的切向进风方式, 内二次风具有可调节内外二次风量分配的手动调风盘。PAX 燃烧器具有 B&W 公司双调风旋流燃烧器的基本特征, 其独特之处在其一次风可交换装置, 它将从中速磨煤机来的一次风粉混合物温度由原来的  $85^{\circ}\text{C}$  左右提高到  $180^{\circ}\text{C}$  左右, 从而降低了一次风煤粉气流的着火热, 确保了贫煤的着火稳燃和燃尽。如图 3.2-13 所示, 来自磨煤机的一次风粉混合物在燃烧器的弯头前, 先通过一段偏心异径管加速后, 由燃烧器弯头进入分离装置, 其中大约 50% 的一次风和 85%~90% 的大多数煤粉由于离心力作用沿弯头外侧内壁流动, 然后进入一次风交换装置, 在其末端与占一次风量 50% 的高温置换风混合, 将一次风温度提高到约  $180^{\circ}\text{C}$  后, 由燃烧器一次风喷口喷入炉膛燃烧。其余 50% 的一次风和 10%~15% 的煤粉经乏气管引入乏气喷口, 直接进入炉内燃烧。

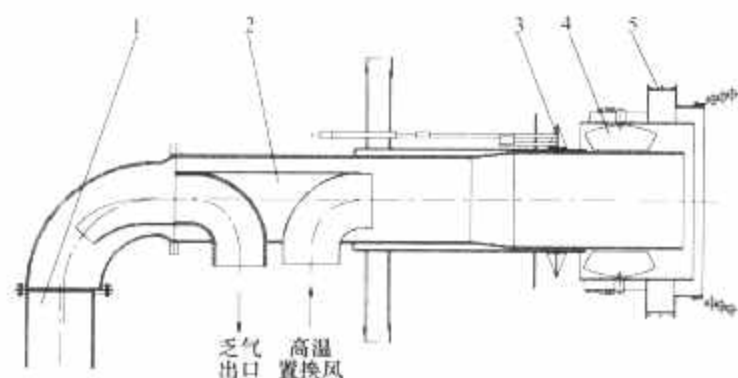


图 3.2-13 PAX 型双调风旋流燃烧器

1—偏心异径管; 2—一次风可交换装置; 3—调风盘;  
4—内二次风旋流叶片; 5—外二次风旋流叶片

(3) 燃烧无烟煤的浓缩型 EI-XCL 双调风旋流燃烧器。浓缩型 EI-XCL 燃烧器可用于燃烧无烟煤和贫煤, 目前多用于 W 型火焰锅炉, 其结构与 PAX 燃烧器基本类似, 如图 3.2-14 所示。不同之处仅在其外二次风为轴向旋流进风, 以确保火焰具有足够的下冲能力, 提高 W 型火焰锅炉下部炉膛的火焰充满度。此外还取消了一次风可交换装置中的高温置换风, 使之成为纯粹的煤粉浓缩装置。由于保留了分离出来的占 50% 一次风量和占 10%~15% 煤粉量的乏气风, 其余的 50% 一次风量和 85%~90% 煤粉将直接通过燃烧器喷口喷入炉内燃烧, 因此燃烧器一次风喷口处的煤粉浓度大幅度提高, 将是燃烧器入口弯头前煤粉浓度的 1.7~1.8 倍, 是 PAX 燃烧器一次风喷口处煤粉浓度的 2.0 倍。显然, 由于实现了煤粉浓缩, 将极大地降低煤粉的着火热, 有利于煤

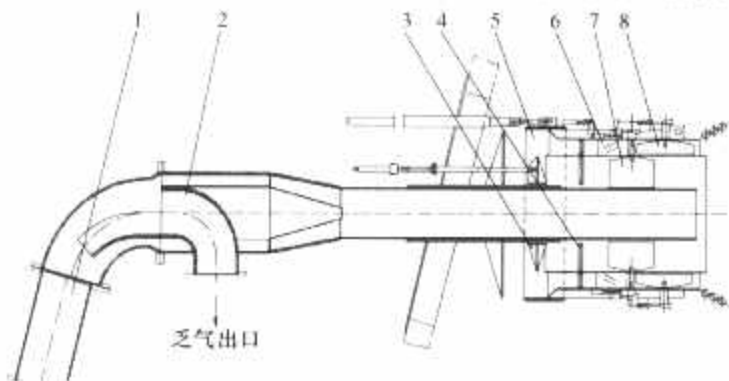


图 3.2-14 浓缩型 EI-XCL 双调风旋流燃烧器

1—偏心异径管; 2—煤粉浓缩装置; 3—调风盘; 4—测风装置;  
5—二次调风套筒; 6—固定导向叶片; 7—内二次风旋流叶片;  
8—外二次风旋流叶片

粉的着火与稳燃。另一方面, 由于取消了高温置换风, 燃烧器喷口处一次风粉混合物的温度与 PAX 燃烧器相比却有所降低, 因此煤粉着火热相应增加, 这又不利于煤粉的着火与稳燃。通过对一次风中的煤粉和空气分别达到着火温度时所需的热量计算表明, 当煤粉浓度提高到上述水平且温度只等于燃烧器入口一次风温度时, 浓缩后的一次风粉混合物着火热减少的数量, 远大于 PAX 燃烧器在提高一次风粉混合物温度后减少的着火热数量。因此, 浓缩型 EI-XCL 燃烧器加 W 型火焰燃烧方式, 可以令人满意地解决极难燃烧的无烟煤的着火稳燃问题。

当锅炉采用前后墙对冲燃烧方式时, 浓缩型燃烧器还可用于燃烧着火指数不是太低的无烟煤和着火指数比较低的贫煤。但此时浓缩型燃烧器的外二次风应由轴向旋流进风方式改为可产生较大旋流强度的切向旋流进风方式。

### 3.6.2 美国 FW 公司的 VS/SF 型煤粉旋流燃烧器

VS/SF 型燃烧器 (见图 3.2-15) 是美国 FW 公司在 1998 年开发的新一代低  $\text{NO}_x$  燃烧器, 它由 1979 年开发的 CF/SF 型燃烧器改进而成, 其一次风通道和煤粉喷嘴结构基本保持原样, 两者的主要差别是调风器设计不同。VS/SF 燃烧器的一次风入口既可以是 FW 公司典型的蜗壳式切向进口, 也可以是一般的弯头式进口。燃烧器煤粉喷嘴前一次风管内的一次风分配装置确保了进入炉膛的煤粉合理分布, 一次风粉混合物中的大部分煤粉自火焰分割式煤粉喷嘴的四个出口从燃烧器流出, 由于风粉气流被分割成高煤粉浓度的四股射流和一股在中心部位的低煤粉浓度射流, 煤粉的着火能力大为增强, 而火焰的分割又促进了低  $\text{NO}_x$  燃烧。煤粉喷嘴的独特设计促使煤粉更早地逸出挥发分, 使其在贫氧状态下着火, 从而减少了燃料型  $\text{NO}_x$  的生成量。火焰分割式煤粉喷嘴的最显著的特征之一是其可以优化调节一次风出口流速而不改变一次风量的能力, 这种可调节性能可以控制一次风和二次风的混合状态, 改变内回流区的位置和大小, 进而达到调节着火点位置, 控制火焰形状, 减少  $\text{NO}_x$  生成量的目的, 从而提高了锅炉运行人员在较大煤质变化情况下优化燃烧的灵活性。

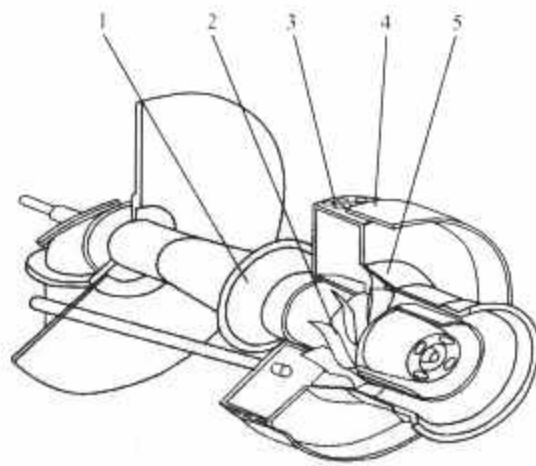


图 3.2-15 VS/SF 型煤粉旋流燃烧器

1—圆锥形挡板; 2—可动轴向叶轮; 3—多孔式环形布风板;  
4—滑动式套筒挡板; 5—外二次风圆锥形区段

VS/SF 燃烧器采用轴向旋流发生器产生的旋转气流使火焰稳定并产生空气分级燃烧, 其调风器有以下三个可调部件:

(1) 可移动套筒上的固定旋流叶片在调风器的外二次风区域组成轴向旋流发生器, 它可以在较低的二次风压头下有



效地实现火焰形状的调节,使  $\text{NO}_x$  排放量减少,运行性能达到最佳,一旦其轴向最佳位置已经确定,除非燃料品质变化太大,不必再进行调节。轴向旋流发生器实际上是一个叶片外廓具有一定圆锥度的可动轴向叶轮,它可以进出外二次风的圆锥形区段,调整可动轴向叶轮在外二次风圆锥形区段的位置,就可改变通过固定旋流叶片的旋流流量和绕过固定旋流叶片的直流风量的比例,最终达到调节旋流强度的目的。

(2) 在调风器的内二次风区域,圆锥形挡板可以调节煤粉喷嘴外围的内二次风量,以优化燃烧效率和火焰的位置,在内二次风通道里还设置有固定式轴向旋流叶片,它可以使煤粉喷嘴附近的空气产生适度的旋流。

(3) 滑动式套筒挡板对每一台燃烧器的点火空气量,运行空气量和停用时的冷却空气量进行控制,它还用于维持各运行燃烧器之间的风量均衡,滑动式套筒挡板配有可自动控制的驱动装置。为了帮助实现运行各燃烧器之间的风量均衡,在外二次风的入口装有可使风量分配均匀的多孔式环形布风板和监视布风板前后压差的风压测量装置。

VS/SF 燃烧器是 FW 公司开发的新一代低  $\text{NO}_x$  燃烧器,在需要的时候,它还可以与 OFA 燃尽风系统结合,进一步减少  $\text{NO}_x$  的生成量。

### 3.6.3 日立 Babcock 公司 (BHK) 的 HT-NR3 型煤粉旋流燃烧器

HT-NR3 燃烧器可用于燃烧烟煤,它是日立 Babcock 公司开发的在不降低火焰温度的条件下,应用  $\text{NO}_x$  的焰内还原技术,并与燃尽风系统配合,既实现高效燃烧,又实现低  $\text{NO}_x$  排放的燃烧器,如图 3.2-16 所示。一次风粉混合物经弯头进入燃烧器一次风管后,首先通过文丘里管向中心收缩,使风粉混合物沿横断面的分布更加均匀,在文丘里管后方装有锥形煤粉浓缩器。由于在浓缩器后半部的流通截面逐渐增大,使惯性力较小的空气相对地集中于中心部位,而惯性力较大的煤粉却向外围圆周方向流动,从而在一次风出口,沿内壁圆周方向实现煤粉浓缩,最后一次风以直流方式喷入炉内燃烧。一次风出口端还装有火焰稳定环,在燃烧器形成的中心回流区和稳定环的共同作用下,卷吸高温烟气实现煤粉的着火与稳燃。HT-NR3 燃烧器的内二次风为直流风,外二次风为可用动力执行机构调节旋流强度的旋流风。内外二次风的出口端均有向外扩张的喇叭口,在分级送风的条件下内二次风提供燃烧初期所需的部分氧气,旋流外二次风推迟并强化空气与煤粉火焰的后期混合,实现煤粉的完全燃烧和低  $\text{NO}_x$  排放。HT-NR3 燃烧器的内二次风和外二次风均设有风量调节装置,用以保持各燃烧器之间的风量平

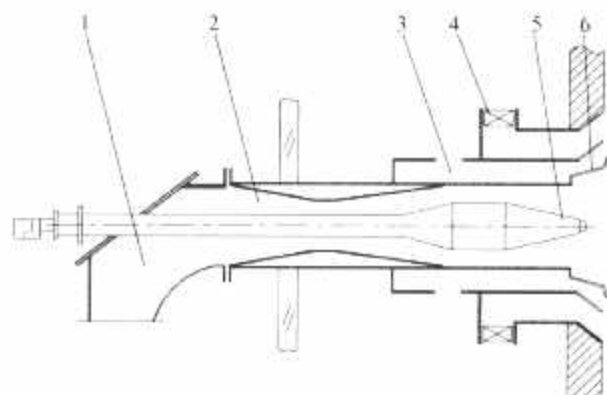


图 3.2-16 HT-NR3 型煤粉旋流燃烧器

- 1—一次风入口弯头; 2—文丘里管; 3—内二次风;  
4—外二次风切向旋流叶片; 5—锥形煤粉浓缩器;  
6—火焰稳定环

衡,并调节每个燃烧器的内二次风和外二次风之间的风量分配比例。

### 3.6.4 德国 Babcock 公司的 DS 型煤粉旋流燃烧器

DS 型煤粉旋流燃烧器 (见图 3.2-17) 是德国 Babcock 公司在 20 世纪 90 年代开发的新型低  $\text{NO}_x$  燃烧器,是该公司 WSF 型燃烧器的改进型。DS 燃烧器可用于优质烟煤,也可用于劣质烟煤和贫煤。它采用了直径较大的中心风管,有利于形成较大的中心回流区和增大一次风管的直径,使一次风与高温回流烟气的接触周界增加,促进煤粉的着火与稳燃。DS 燃烧器的一次风管内装有旋流叶片,通过它使气流产生旋转,消除煤粉气流经过燃烧器弯头后产生的煤粉周向分布不均,并使一次风粉气流以外浓内淡、外粗内细的弱旋转气流向前运动。在一次风出口端的外侧装有扩口锥,内侧装有齿环形稳燃器,扩口锥延迟了内二次风与一次风粉气流的混合,保证了回流区有足够的长度和燃烧器出口有较长的富燃料区,有利于减少  $\text{NO}_x$  的生成量,齿环形稳燃器可使一次风管内壁圆周方向的较粗煤粉颗粒受齿和环的阻挡而折向趋中后射向中心回流区,浓集于大回流区边界,强化了传质和燃烧,而较细的煤粉颗粒则绕过齿环形稳燃器,在每个小齿后形成一个小涡流,整个齿环形成一个环状小涡流圈,附在大回流区的根部。在这些小涡流内的低流速细煤粉极易着火,从而极大地提高了燃烧器的着火性能,拓宽了燃烧器对煤种的适应性。DS 型燃烧器的内外二次风道内设有旋流叶片,内二次风道为固定轴向旋流叶片,外二次风道为可调轴向旋流叶片,用以调节外二次风的旋流强度,增强对煤种的适应性。内外二次风的出口端部均为外扩锥形,有利于推迟二次风向内渗透,延缓二次风与一次风的混合,保证了更强的分级送风效果。

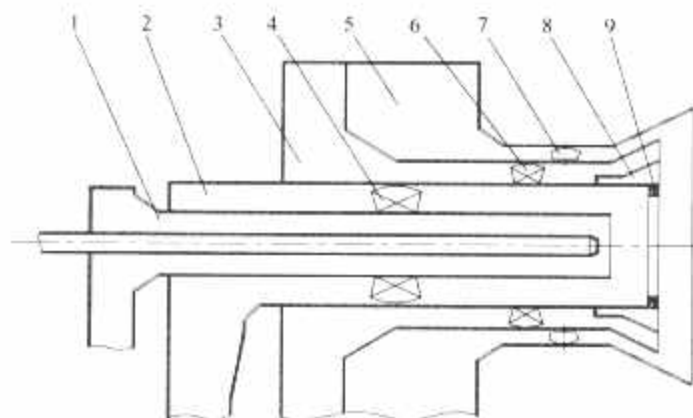


图 3.2-17 DS 型煤粉旋流燃烧器

- 1—中心风管; 2—一次风管; 3—内二次风; 4—一次风旋流叶片; 5—外二次风; 6—固定轴向旋流叶片; 7—可调轴向旋流叶片; 8—扩口锥; 9—齿环形稳燃器

### 3.6.5 三井 Babcock 公司 (Mitsui Babcock) 的 LNASB 煤粉旋流燃烧器

LNASB 燃烧器是三井 Babcock 公司开发的低  $\text{NO}_x$  轴向旋流燃烧器,它能够用于燃烧烟煤、贫煤、劣质烟煤和泥煤。典型的 LNASB 型低  $\text{NO}_x$  轴向煤粉旋流燃烧器如图 3.2-18 所示,在燃烧器的中心设有中心风管,用以布置点火设备,少量中心风通过中心风管送入炉膛,以提供点火所需风量并防止灰渣在中心风管内的积聚。由磨煤机来的一次风粉混合物经弯头流入中心风管外围处的一次风管,并在其端部经浓缩器浓缩后流入炉膛,一次风管出口处装有火焰稳定器,用以帮助煤粉的着火与稳燃。每台燃烧器都有一个风量均衡挡板,以使进入各燃烧器的总二次风量保持均衡,二次风分内外两股,以旋流方式呈同心圆



锥状流入炉膛，燃烧器内设有套筒式挡板用来调节内二次风量和外二次风量之间的分配比例。外二次风旋流器设计成轴向旋流叶片角度固定的不可调节形式，它能产生合适强度的旋转气流，而内二次风旋流器设计成轴向旋流叶片角度固定的叶轮，但叶轮可以沿轴向移动的轴向可动叶轮形式，调整轴向可动叶轮的轴向位置就可改变绕过旋流叶片的直流风量和通过旋流叶片的旋流风量的比例，最终达到调节内二次风旋流强度的目的。

LNASB燃烧器在一次风管内设置浓缩器使煤粉气流在进入炉膛以前产生浓缩，浓缩的煤粉与旋流内二次风和外二次风的协同配合，可实现在燃烧的早期阶段除了提供适量的氧以实现稳定燃烧外，还维持一个较低氧量水平的区域，减少了 $\text{NO}_x$ 生成量，使LNASB燃烧器成为低 $\text{NO}_x$ 燃烧器。煤粉锅炉的 $\text{NO}_x$ 排放量除与燃烧器的设计有关外，还与锅炉的燃烧器区域热负荷，燃料的挥发分和氮的含量，空气注入位置的合理性以及运行时过量空气系数的大小等诸多因素有关。当LNASB燃烧器的 $\text{NO}_x$ 排放值还不能满足环保要求时，可进一步采用OFA燃尽风系统。此时，LNASB燃烧器本身的过量空气系数一般应控制在1.0以下，由于燃烧器的配风减少，限制了在燃烧器区域的 $\text{NO}_x$ 生成量，而燃尽风进入炉膛以前的区域都是燃料富集区，燃料在此区域的驻留时间较长，区域内的温度水平较低，有助于已经存在的 $\text{NO}_x$ 分解，因此，设置燃尽风风口的两级分级燃烧系统能够获得更低的 $\text{NO}_x$ 排放水平。

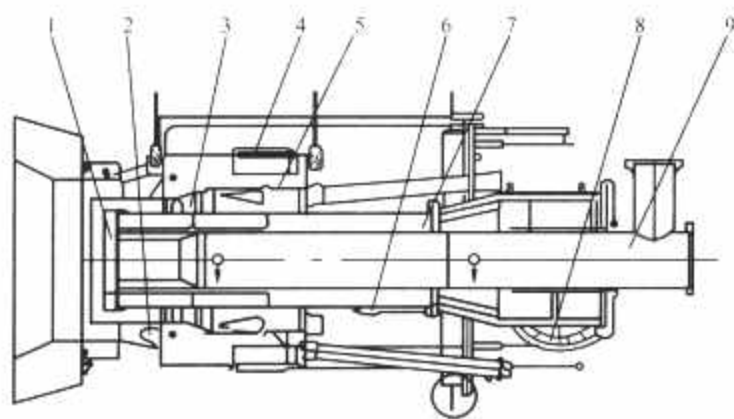


图 3.2-18 典型的 LNASB 型低  $\text{NO}_x$  轴向煤粉旋流燃烧器

- 1—火焰稳定器；2—外二次风旋流器；3—轴向可动叶轮；  
4—外二次风调节套筒；5—内二次风调节套筒；6—二次风量调节装置；7—二次风；8—一次风旋流叶片；9—一次风

### 3.6.6 德国 Steinmuler 公司的 SM-4 型煤粉旋流燃烧器

SM-4 型燃烧器可用于燃烧烟煤及褐煤，它是德国 Steinmuler 公司在 1994 年研制的第四代低 $\text{NO}_x$ 燃烧器，如图 3.2-19 所示。在燃烧器的一次风道前的弯头处设有阻力棒，一次风风粉混合物通过燃烧器前的最后一个弯头后，所形成的煤粉浓度分布不均，在阻力棒的作用下趋于均匀。一次风喷口的中心设有中心直流风管，其风速较一次风速低，中心风管的存在有利于形成中心回流区。一次风以直流方式喷入炉内，在其出口端沿喷口的内径圆周方向，按一定节距均匀分布若干小齿，这些小齿形成的众多小涡流和燃烧器出口的中心回流区共同地起到了卷吸高温烟气促进煤粉着火与稳燃的作用。SM-4 型燃烧器的内二次风为直流射流，有利于防止燃烧器喷口结焦，并提供燃烧初期所需的部分氧气，外二次风为旋转射流，有利于加强空气与煤粉火焰的后期混合，促进煤粉的完全燃烧。在燃烧器的内外二次风之间，还有一层很薄的隔离风，用于

减弱外二次风对一次风燃烧区的直接影响，保持燃烧区狭长的特点，有利于减少 $\text{NO}_x$ 的生成。SM-4 型燃烧器与前面的燃烧器一样可以采用 OFA 燃尽风系统，达到进一步降低 $\text{NO}_x$ 生成量的目的。

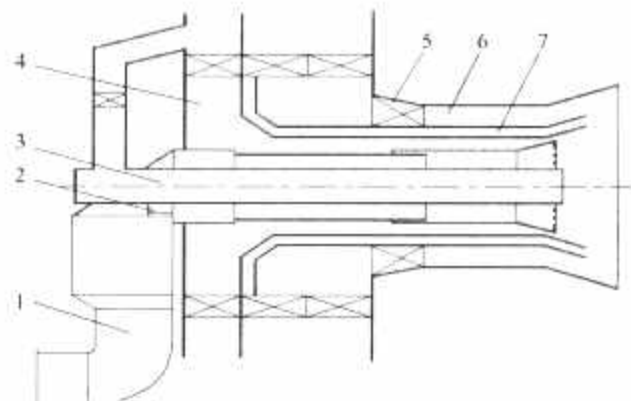


图 3.2-19 SM-4 型煤粉旋流燃烧器

- 1—一次风；2—阻力棒；3—中心直流风管；4—内二次风；  
5—旋流叶片；6—外二次风；7—隔离风

## 4 W 型火焰燃烧技术

低挥发分煤，主要指无烟煤和 $V_{\text{daf}} < 15\%$ 的贫煤。我国已探明的低挥发分煤的保有储量约占全国煤保有储量的 17% 左右。与烟煤等煤种相比，低挥发分煤在燃烧特性方面突出表现为“三难”：着火难、稳燃难和燃尽难。在 20 世纪 90 年代中期以前，我国普遍采用切圆燃烧方式来燃用低挥发分煤，但飞灰可燃物含量高、炉内易结渣、燃烧不稳定和不投油稳燃负荷高等一系列问题相当突出。自引进和应用 W 型火焰燃烧技术后，上述问题得到了较好的解决，尤其是低负荷不投油稳燃能力得到了明显的改进，锅炉能很好地适应调峰运行的需要。W 型火焰燃烧方式又称双拱燃烧方式，其主要特点为主煤粉燃烧器布置在炉膛前、后墙的炉拱上，煤粉火焰向下射入炉膛后，在中心转折向上形成 W 型火焰。W 型火焰使大量的高温烟气回流穿过拱顶附近的煤粉射流根部，煤粉射流得到高温火焰的加热有利于着火燃烧。只要设计和运行得当，W 型火焰锅炉燃用低挥发分煤时低负荷不投油稳燃基本可达 30%~50% BMCR。由于特殊的火焰形状，煤粉颗粒在炉内的停留时间可达 3~4s，比其他的燃烧方式几乎增加一倍，保证了低挥发分煤的燃尽。目前，W 型火焰燃烧技术是我国应用得最为广泛的燃烧低挥发分煤技术之一。

### 4.1 适用范围

FW 公司、B&W、Mitsui Babcock (MB) 公司、ALSTOM (CE) 公司等对燃用低挥发分煤的大容量锅炉都推荐采用 W 型火焰燃烧技术。例如，美国 FW 公司规定 $V_{\text{daf}} < 13\%$ ，CE 公司规定 $V_{\text{daf}} < 15\%$ 采用 W 型火焰燃烧技术。

我国的 DL/T 831—2002《大容量煤粉燃烧锅炉炉膛选型导则》规定：

(1) 对于较难着火煤 ( $\text{IT} > 800^\circ\text{C}$ ，IT 为在试验装置规范条件下实测的煤粉—空气混合物射流开始着火的系统温度) 宜采用 W 型火焰燃烧方式，配带煤粉浓缩的直吹式制粉系统，或配半直吹式热风送粉系统。对于其中极难着火煤类 (如  $\text{IT} > 900^\circ\text{C}$ ) 宜配中间储仓式或半直吹式热风送粉制粉系统。

(2) 对于 IT 至偏高 (如  $\text{IT} > 750^\circ\text{C}$ ) 而结渣性较严重的中等着火煤粉，可以考虑采用 W 型火焰燃烧方式。

采用W型火焰燃烧方式时要特别注意磨煤机的选择,要确保磨煤机的出力足够,磨制的煤粉细度符合设计要求,调节性能良好。

## 4.2 设计原则

对于低挥发分煤而言,其最主要的特点是着火、稳燃和燃尽都比较困难,需要采取适当的措施强化高温烟气对煤粉射流的加热,降低煤粉射流的着火温度,提高燃烧器区域的温度水平和尽可能延长煤粉颗粒在炉内的停留时间。因此,在燃烧设备的设计上应主要从以下几个方面考虑:

(1) 在煤粉射流(或火焰)根部提供足够的高温烟气回流。常见的方法是将燃烧产生的高温热烟气引至煤粉射流根部的着火区,尽可能增加煤粉射流着火阶段的供热量。

(2) 采用分级送风技术在煤粉着火后及时供给充分的空气以满足燃烧要求,即二次风分级送入着火区和燃烧区,使燃料与燃烧空气在适当的阶段充分地混合,保证煤粒在整个运动轨迹中获得所需要的氧气。同时也可以满足氮氧化物低排放的要求。

(3) 适当提高煤粉射流的煤粉浓度,采用旋风分离器等设备进行浓淡分离或其他方法增加入炉一次风粉气流中的煤粉浓度。

(4) 采用适当的炉膛尺寸和拱上、拱下风量、动量分配,使煤粉颗粒在炉膛内有足够的停留时间,以保证燃尽。

(5) 在炉拱区域和下炉膛等区域有选择地敷设卫燃带,提高下炉膛的火焰和烟气温度,稳定着火,强化燃烧。

(6) 上炉膛能使燃料有更长的停留时间以保证燃料持续完全地燃烧并保证设计的炉膛出口烟气温度。

## 4.3 W型火焰燃烧方式的煤粉燃烧器

W型火焰燃烧方式注重保证每个燃烧器的着火稳定性,并有各种调节手段,如:改变煤粉浓度、适当提高一次风温、增加卫燃带数量和敷设位置及燃烧器本身的调节性能等。国内数十台燃烧无烟煤的锅炉的长期运行实践证明:在负荷调节的范围上,W型火焰锅炉具有一定的优越性。

### 4.3.1 东方—福斯特惠勒双旋风筒煤粉浓缩型燃烧器

双旋风煤粉浓缩型燃烧器是美国FW公司专门设计用于燃烧低挥发分燃料的燃烧器,东方锅炉集团(股份)有限公司引进该技术后进行了一系列改进工作,并经完善后,形成了东方—福斯特惠勒双旋风筒煤粉浓缩型燃烧器技术,先后在数十台300、600MW机组上广泛采用,取得了良好的业绩。该燃烧器设计的主要特点是:采用旋风筒进行煤粉浓缩,并提供多种调节手段,以适应低挥发分煤着火、稳燃的要求。

该型燃烧器由煤粉进口管、煤粉均分器、双旋风筒壳体、煤粉喷口、乏气管、乏气调节蝶阀等组成,具体结构见图3.2-20。

煤粉气流在拱上从主喷口和乏气风喷口与垂直方向成一定倾角射入炉内,在保证壁面不结焦的情况下尽可能延长火焰的行程和煤粉在炉内的停留时间。当煤粉气流(一次风)进入燃烧器后,煤粉均分器将其等分成两股气流分别切向送入相应的两个旋风筒,风粉混合物在旋风筒内旋转并在离心力的作用下,大部分煤粉(约90%)被分离到筒壁附近,旋风筒中心部位的一次风含粉量相应较少(约占10%),该部分一次风被作为“乏气”,并由乏气管引

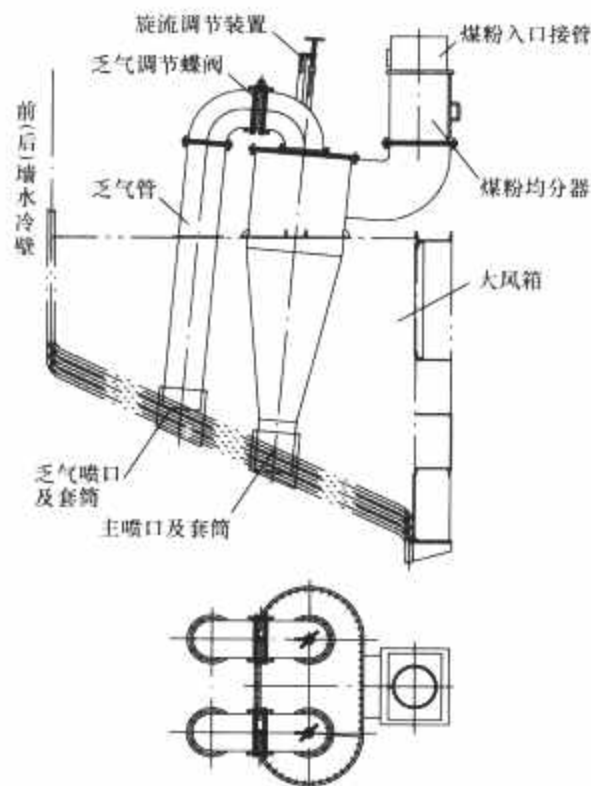


图 3.2-20 双旋风筒煤粉浓缩型燃烧器的结构

出,最终由乏气喷口送入炉膛。乏气分离后剩余的一次风得到浓缩,煤粉浓度大大提高,浓度可高达 $1.5\sim 2.0\text{kg(煤)}/\text{kg(空气)}$ 。浓缩后的一次风从旋风筒下端的主喷口向下喷射送入炉膛,与炉拱及垂直墙水冷壁送入的二次风配合,组织W型火焰燃烧。

考虑到不同煤种需要调节煤粉浓度的要求,乏气管道上设有乏气调节蝶阀,可以调节乏气引出量,从而调节主煤粉气流中的煤粉浓度。

该型燃烧器从本质上讲属于具有一定旋流强度的直流燃烧器,考虑到煤质变化情况下对旋流强度有不同的要求,在每个旋风筒内均设有消旋装置,它由一个调节杆和三片直叶片组成。用于调节、抑制主煤粉气流的残余旋转,使煤粉气流保持足够的刚性和最佳扩散角。

燃烧器筒体及弯头内壁衬有高性能的耐磨材料以满足燃烧器耐磨要求。

该型燃烧器主要与正压直吹式制粉系统相配,一次风温一般为 $90\sim 150^{\circ}\text{C}$ ,一次风率为 $14\%\sim 18\%$ ,主喷口处的风速为 $10\sim 15\text{m/s}$ ,乏气喷口处的风速为 $10\sim 20\text{m/s}$ 。

与煤粉燃烧器相配的分级送风系统是东方—福斯特惠勒W型火焰燃烧技术的另一特色,即燃烧所需要的二次风在拱上、拱下适当部位逐级送入,以分级送风的形式满足不同时期的需求,同时避免在燃烧高温区过早送入大量的二次风,从而达到降低氮氧化物排放的目的,其分级送风形式见图3.2-21。上部风箱负责拱上配风。拱上二次风分为三部分,分别由A、B、C三个挡板控制。挡板A控制燃烧器乏气喷口和燃烧器煤火检的冷却风;挡板B控制燃烧器煤粉喷口的周界风,并用于调节煤粉气流着火点及冷却喷口;挡板C控制点火稳燃油枪燃烧所需的风量,以及用作油枪、油火检的冷却风。下部风箱负责拱下配风。拱下二次风分为三层,分别由D、E、F三个挡板控制,三层风量从上往下依次递增。挡板D风量最小,与拱部离开适当距离布置,避免二次风与煤粉气流过早混合。挡板E风量次之,挡板F风量最大。

前后拱及炉膛下部水冷壁两侧大都敷设卫燃带使之成为高温区,增强煤粉着火和燃烧的稳定性的。



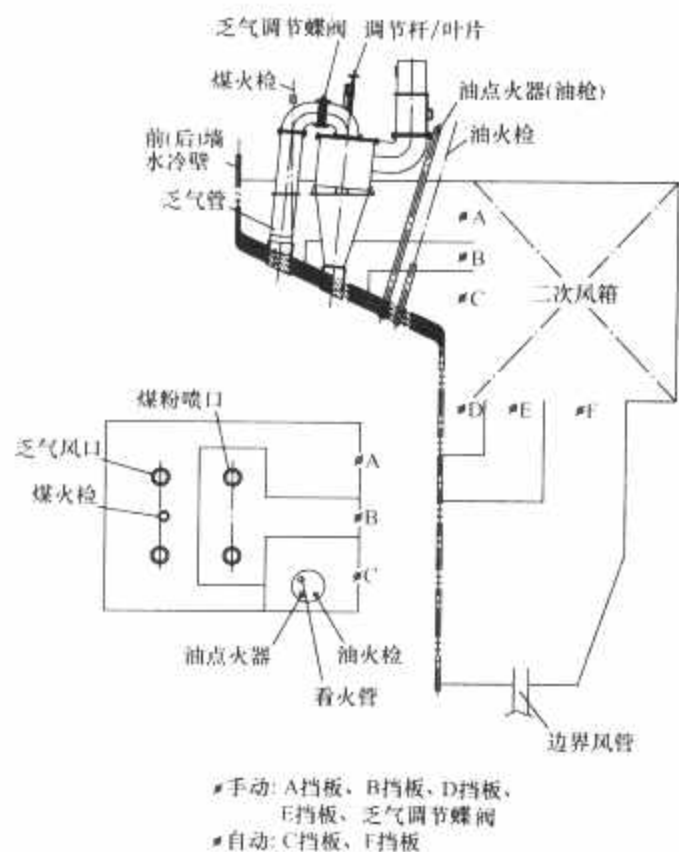


图 3.2-21 双旋风筒煤粉浓缩型燃烧器分级送风形式

#### 4.3.2 EI-XCL 型燃烧器

该型燃烧器广泛应用于北京巴布科克·威尔科克斯公司的 W 型火焰锅炉。

燃烧器由煤粉进口管、煤粉浓缩装置、双调风筒壳体、煤粉喷口、乏气管和乏气喷口组成（见图 3.2-22）。从磨煤机出来的煤粉气流在经过燃烧器弯头前，先通过一段偏心异径管加速，大部分煤粉由于离心力作用沿弯头外侧内壁流动，在进入一次风浓缩装置之后，使部分一次风和 10%~15% 煤粉分离出来，经乏气管引到乏气喷口入炉膛燃烧，其余的风粉由燃烧器一次风喷口进入炉膛燃烧。旋流引入的内外二次风卷吸高温热烟气加热煤粉射流并补充燃烧所需的空气，有利于煤粉的着火与燃尽。燃烧所需的空气除了从拱上通过燃烧器内、外二次风引入炉膛外，在下炉膛前后墙布置了分级风喷口，分级风一方面及时补充燃烧所需的空气；另一方面实现炉内空气在炉膛高度方向上的分级送风，利于降低  $\text{NO}_x$  排放量。此外，它还可防范水冷壁结渣。为保证无烟煤的着火和燃烧稳定，在燃烧器下部水冷壁四周布置有卫燃带。

对于 EI-XCL 型燃烧器，通过浓淡分离，约 50% 一次风和 85%~90% 煤粉将直接通过燃烧器喷口喷入炉内燃烧，因此燃烧器一次风喷口处的煤粉浓度大幅度提高，基本是燃

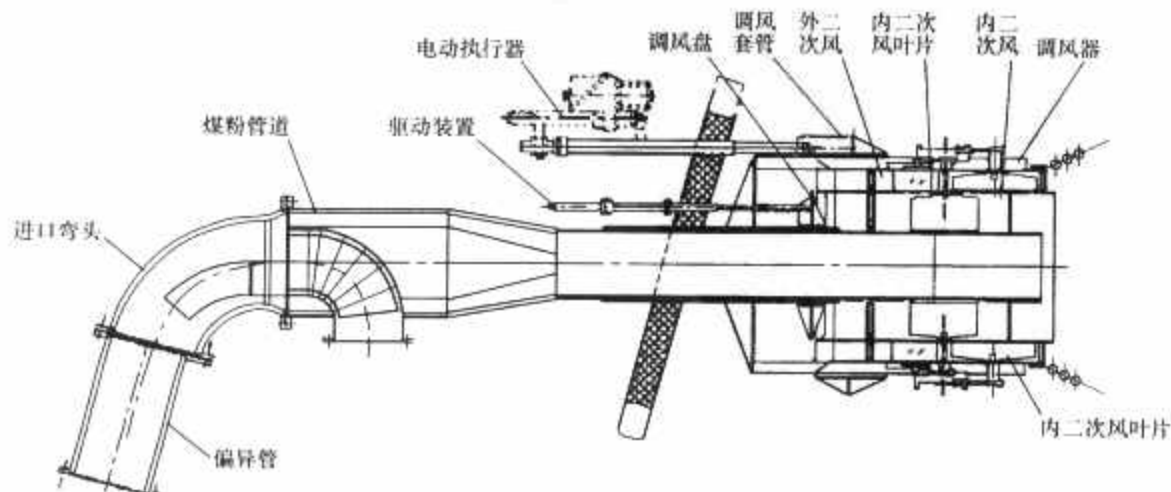


图 3.2-22 浓缩型 EI-XCL 燃烧器的结构

烧器入口弯头前煤粉浓度的 1.7~1.8 倍。显然，由于实现了煤粉浓缩，极大地降低煤粉的着火热，有利于煤粉的着火与稳燃。

湖南耒阳电厂 300MW 机组 W 型火焰锅炉配有 16 支该型燃烧器，燃用无烟煤，采用双进双出球磨机正压直吹式制粉系统。设计一次风温为 150℃，二次风温为 343℃，内二次风速为 19.2m/s，外二次风速为 37.5m/s，分级风速为 38.3m/s，一次风速为 20m/s，乏气风速为 21.5m/s。

#### 4.3.3 带旋风浓缩器的直流缝隙式燃烧器

该型燃烧器主要用于英国 Mitsui Babcock 公司制造的 W 型火焰锅炉上，并专门与正压直吹式制粉系统相匹配。图 3.2-23 展示了该型燃烧器的主要结构。对于中间储仓式热风送粉系统，该公司采用简单的煤粉喷口，并不进行特别的煤粉浓淡分离。近年来，哈尔滨锅炉厂有限公司引进和应用了该技术。

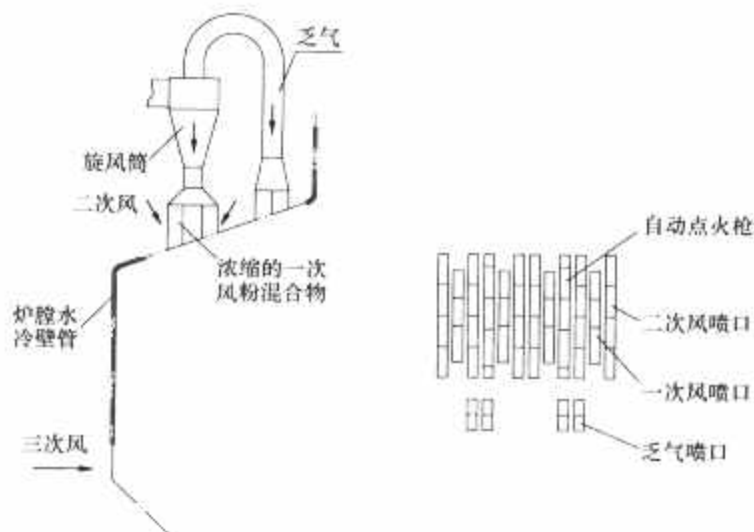


图 3.2-23 带旋风浓缩器的直流缝隙式燃烧器的结构

该型燃烧器由一组矩形喷口组成，煤粉及空气分别由不同的喷口喷进炉膛，根据介质不同可将其分为一、二、三次风，其中二次风与一次风间隔布置。冷却风从一次风喷口、乏气喷口、二次风喷口以及炉膛水冷壁开孔周围导入，冷却风的主要作用是防止煤粉气流贴壁引起水冷壁（燃烧器区域）的结渣。三次风喷口布置在炉膛前后墙的底部，仅用来为冷灰斗斜管接角边缘的火焰提供足量燃烧用空气以防熄火。每只一次风煤粉喷口中间或侧边装有一个点火油枪用以直接点燃煤粉。乏气风管道中装设有抽气挡板。

带旋风浓缩器的直流缝隙式燃烧器最主要的特色是采用旋风浓缩器进行煤粉气流浓淡分离，其原理与前面介绍的东方一福斯特惠勒双旋风筒煤粉浓缩型燃烧器相同。通过旋风浓缩器的浓淡分离，大约有 50% 的空气和 10% 的煤粉由旋

风分离器从煤粉中分离出来，分别进入两只乏气喷口喷入炉膛，90% 的煤粉和剩余的 50% 一次风气流从旋风分离器底部喷出，垂直向下经燃烧器主喷口射入炉膛。当由于煤种改变而具有不同的挥发分时，可通过调节抽气挡板来改变从旋风分离器上端抽出的乏气风量，使得煤粉气流达到最佳着火条件，挥发分越低，抽出的乏气风量应越大。

贵州黔西电厂 300MW 机

组 W 型火焰锅炉配有 32 支该型燃烧器, 燃用无烟煤, 采用双进双出球磨机正压直吹式制粉系统。设计一次风温为 115℃, 二、三次风温为 339℃, 二次风速为 35m/s, 三次风速为 35m/s, 一次风速为 10m/s。

## 5 低 NO<sub>x</sub> 的燃烧技术

### 5.1 燃烧过程 NO<sub>x</sub> 的生成机理

燃料燃烧过程中所生成的氮氧化物 NO<sub>x</sub> 主要是 NO<sub>2</sub> 和 NO 统称为 NO<sub>x</sub>。通常的燃烧温度下, 锅炉排出的烟气中, NO 约占 NO<sub>x</sub> 总量的 90% 以上, 而 NO<sub>2</sub> 只占 5%~10%。在煤粉燃烧过程中, 主要通过三种形式生成 NO<sub>x</sub>, 即热反应型 NO<sub>x</sub>、瞬时反应型 NO<sub>x</sub> 和燃料型 NO<sub>x</sub>。

#### 5.1.1 热反应型 NO<sub>x</sub>

热反应型 NO<sub>x</sub> 是由于燃烧空气中的氮在高温下氧化生成的, 这时 NO 的生成过程是一个不分支的连锁反应, 随着温度的升高, 其反应速度根据 Arrhenius 定律, 按指数规律迅速增加。实验表明, 在燃烧温度低于 1500℃ 时, NO 的生成量很小; 超过 1500℃ 时, 温度每增加 100℃, 反应速度将增大 6~7 倍。所以温度对这种 NO 的生成具有决定性的影响。

#### 5.1.2 瞬时反应型 NO<sub>x</sub>

瞬时反应型 NO<sub>x</sub> 是由于燃料挥发物中的碳氢化合物高温热分解生成的 CH 自由基和空气中的氮反应生成 HCN, HCN 和 N 再进一步与氧作用以极快的反应速率生成的 NO<sub>x</sub>, 其形成时间只需约 60ms。所生成的这种 NO<sub>x</sub> 与炉膛压力的 0.5 次方成正比。瞬时反应型 NO<sub>x</sub> 的生成量和温度的关系不大。

煤粉燃烧过程中生成的热反应型和瞬时反应型 NO<sub>x</sub> 中的 N 都来自空气中的氮。固态排渣煤粉炉的炉膛温度一般在低于 1500℃ 的情况下, 这两种类型的 NO<sub>x</sub> 占整个煤粉燃烧中所产生的 NO<sub>x</sub> 的份额不大, 不是煤粉燃烧所产生的 NO<sub>x</sub> 的主要来源。

#### 5.1.3 燃料型 NO<sub>x</sub>

燃料型 NO<sub>x</sub> 是燃料中的氮化合物在燃烧过程中氧化形成的。燃料中的氮在 600~800℃ 时就会生成燃料型 NO<sub>x</sub>, 温度对其生成影响不大。燃料型 NO<sub>x</sub> 在三种形式 NO<sub>x</sub> 中是主要的, 占 NO<sub>x</sub> 总生成量的 60%~80%。

### 5.2 控制排放量的方案与措施

根据煤粉燃烧 NO<sub>x</sub> 的生成机理, 为了控制煤粉燃烧过程 NO<sub>x</sub> 生成量, 一般可采用下列基本原则来降低 NO<sub>x</sub> 排放。

#### 5.2.1 分级送风燃烧

这是目前国内外燃煤电厂采用最广泛、技术上也比较成熟的低 NO<sub>x</sub> 燃烧技术之一。我国 300MW、350MW 和 600MW 机组锅炉上都已采用, 即用大约 80% 的理论空气量从下部燃烧器喷口送入, 使下部风量小于完全燃烧所需风量 (富燃料燃烧), 由于空气量不足, 可使燃料型 NO<sub>x</sub> 降低。在炉膛下部燃烧区内, 燃料缺氧不能完全燃烧, 火焰温度较低, 而且烟气中的含氧较低, 也会使高温型的 NO<sub>x</sub> 和 NO<sub>x</sub> 的反应率下降, 然后再从上部燃尽风喷口 (一般是两层) 送入其余约 20% 的空气 (富空气燃烧) 已达到风煤燃烧平衡, 能减少 20%~30% 的 NO<sub>x</sub>, 与同容量锅炉不分级燃烧的直流式燃烧器相比, NO<sub>x</sub> 排放量可降低约 200mg/m<sup>3</sup>。分级燃烧时炉内形成的 NO<sub>x</sub> 与炉温、炉内过量空气系数的关系如图 3.2-24 所示。

分级燃烧的一个重要参数是  $H_0$ , 即

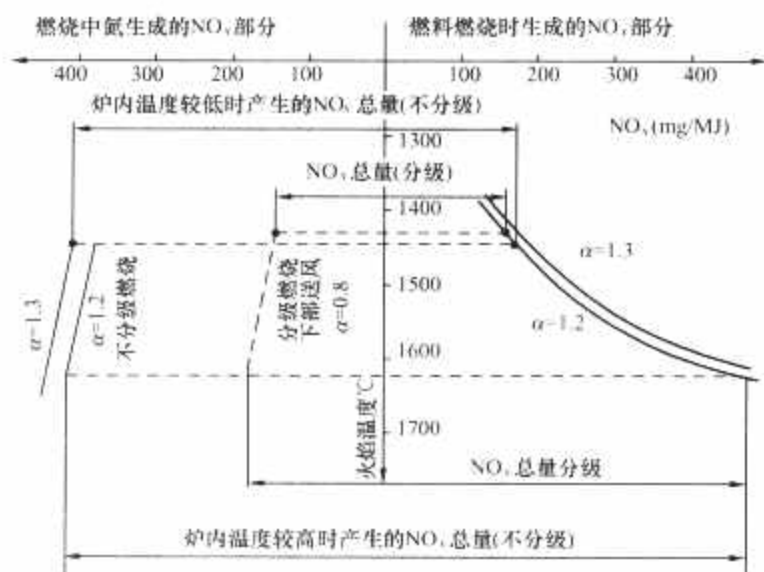


图 3.2-24 分级燃烧时炉内形成的 NO<sub>x</sub> 与炉温、炉内过量空气系数的关系

$$H_0 = L/h_{hy}$$

式中:  $L$  为燃尽风喷口中心线到最上层一次风口中心线的距离, mm;  $h_{hy}$  为火焰高度相关尺寸, 指最上排燃烧器喷口中心线至炉膛出口或前屏下沿的垂直距离, mm。

根据国内电厂实践经验,  $H_0$  值应适当放大, 对中等容量燃煤锅炉,  $H_0$  为 0.11~0.15; 对 300MW 机组以上燃煤锅炉, 上层燃尽风  $H_0$  为 0.08~0.12, 下层燃尽风  $H_0$  为 0.055~0.08。燃尽风喷口应设计为可以上下摆动 ±15°。

#### 5.2.2 烟气再循环

将排烟中的一部分冷烟气 (占总烟气量的 10% 以上) 送入燃烧器中, 有的与燃烧用空气相混合, 使燃烧用的空气中的 O<sub>2</sub> 浓度下降 (也即稀释空气中的 O<sub>2</sub>), 使燃料型 NO<sub>x</sub> 降低。炉膛燃烧火焰温度可适当降低, 使高温型的 NO<sub>x</sub> 和 NO<sub>x</sub> 减小, 就能有效地控制 NO<sub>x</sub> 的生成 (一般能降低 15% 以上)。

在一次风喷口四周有周界风的 SGR (Separate Gas Recirculation) 型低 NO<sub>x</sub> 燃烧器如图 3.2-25 所示。为了实现低 NO<sub>x</sub> 燃烧, 在一次风上下两侧送入再循环烟气。

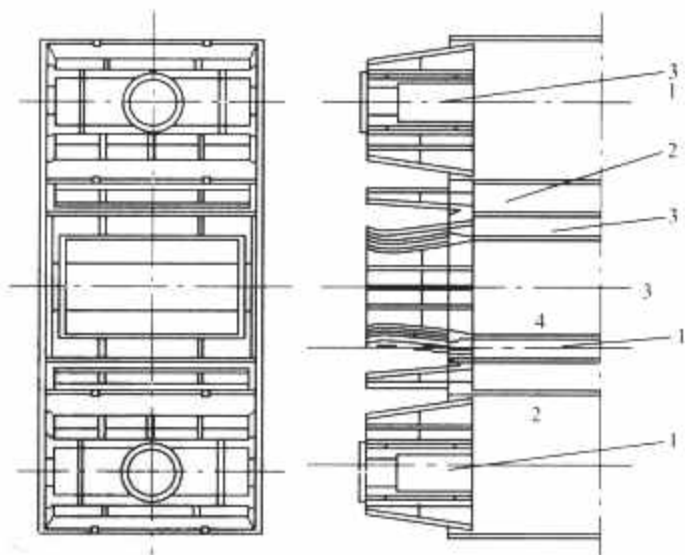


图 3.2-25 SGR 型低 NO<sub>x</sub> 燃烧器

1—二次风; 2—再循环烟气; 3—周界风; 4—一次风

#### 5.2.3 煤粉浓淡分流燃烧

(1) 煤粉垂直浓淡分流 PM 型低 NO<sub>x</sub> 燃烧器。PM 型燃烧器是日本三菱重工研制的。它的 NO<sub>x</sub> 生成特性曲线如图 3.2-26 所示, 通过弯头的离心力作用将一次风中煤粉垂直分成上下两股浓淡煤粉, 这两股一次风中生成的 NO<sub>x</sub> 相当于 C<sub>1</sub> 和 C<sub>2</sub>, C<sub>1</sub> 的燃料过浓, 相应的空气量不



足,可使燃料型  $\text{NO}_x$  降低;而  $C_2$  的燃料过淡,相应的空气量过多,燃烧温度降低,因而使高温型  $\text{NO}_x$  和  $\text{NO}_p$  的生成量降低,总的  $\text{NO}_x$  生成量相当于  $C_0$ ,显然,这样生成的  $\text{NO}_x$  将比一次风不分浓淡的一般直流式燃烧器生成的  $\text{NO}_x$  要低。PM 型燃烧器也比 SGR 型燃烧器生成的  $\text{NO}_x$  值低。

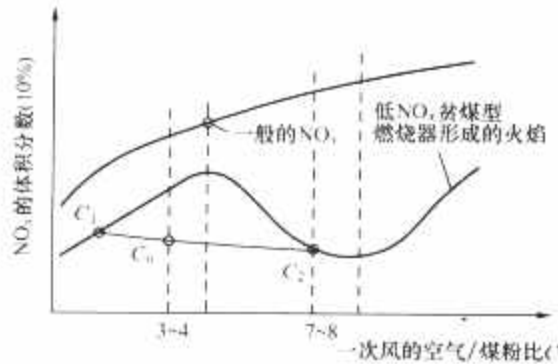


图 3.2-26 PM 型燃烧器的  $\text{NO}_x$  生成特性曲线

(2) 煤粉水平浓淡分流型低  $\text{NO}_x$  燃烧器。此种燃烧器为我国自行研制开发的,优点较多,除了可以降低  $\text{NO}_x$  值(体积分数)外,还可以低负荷稳燃,抑制和防止水冷壁结渣,提高燃烧效率,可燃用低挥发分无烟煤和贫煤。形式有多种:清华大学研制的煤粉浓缩段是用 S 形弯管,分流段是用异径三通管;哈尔滨工业大学研制的煤粉浓缩段是用百叶窗分离器,煤粉浓淡分流率可达  $(3 \sim 3.5):1$ ,  $\text{NO}_x$  值(体积分数)达  $200 \times 10^{-4} \%$ ;西安交通大学研制的煤粉浓

缩段采用一次风弯管,弯管曲率半径  $R/\text{管内径 } d=1.57 \sim 2.36$ ,气流速度大于  $20\text{m/s}$ ,煤粉浓淡分流率为  $2:1$ 。

5.2.4 新型旋流式低  $\text{NO}_x$  燃烧器

(1) 哈尔滨锅炉厂新型低  $\text{NO}_x$  燃烧器(图 3.2-27)。此种燃烧器特点:采用浓缩器以利稳燃,采用燃烧器内分级送风,推迟一、二次风与三次风的混合,控制燃烧初期的供氧;加装稳焰环,提高火焰稳定性,减少飞灰中可燃物[减少未燃尽碳含量(质量分数)1%以上],  $\text{NO}_x$  值小于  $400\text{mg/m}^3$ (标况下)(6% $\text{O}_2$  换算)。

(2) 日立公司新型低  $\text{NO}_x$  燃烧器(见图 3.2-28)。此种燃烧器特点:分级送风,将一、二、三次风混合推迟;加装稳焰环,提高火焰稳定性,可明显减少飞灰中可燃物[减少未燃尽碳含量(质量分数)1%以上],  $\text{NO}_x$  值(体积分数)为  $100 \times 10^{-4} \%$ (6% $\text{O}_2$  换算)。

(3) SM 型低  $\text{NO}_x$  燃烧器(见图 3.2-29、图 3.2-30)。此种 SM 分级混合型燃烧器用于大型 U 型、W 型液态排渣炉,  $\text{NO}_x$  排放量可比一般燃烧器降低 32% 以上,其特点是配有相互可调风比的中心风、二次风和外侧二次风,外侧二次风是在煤粉着火燃烧后才沿火焰外缘分级送入,达到“缓和”和均匀燃烧目的。外侧二次风一般可布置成为 4 个或 8 个圆形喷口,沿燃烧器出口断面的环向均布。火焰温度较均匀。

5.2.5 改变运行条件的措施

(1) 选用较低的过量空气系数(对降低燃料型  $\text{NO}_x$  特别有效)。

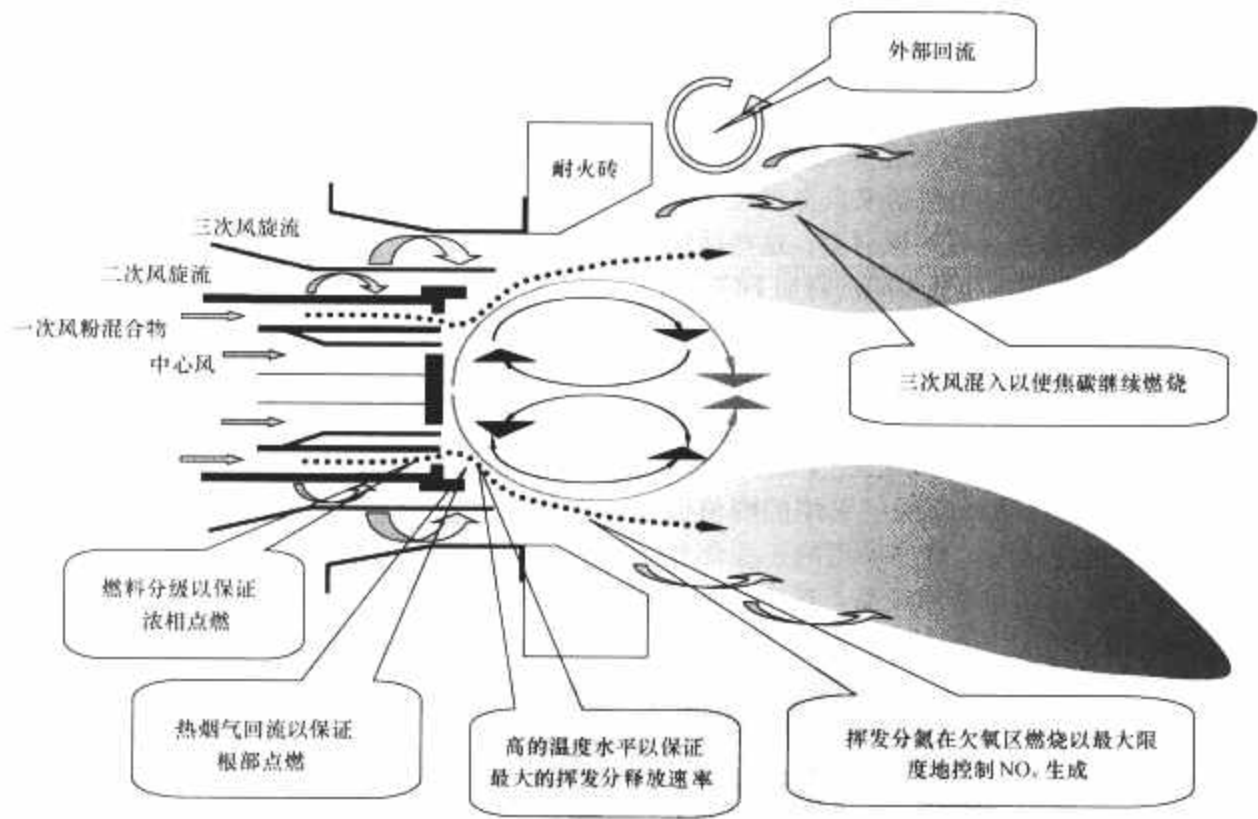


图 3.2-27 哈尔滨锅炉厂新型低  $\text{NO}_x$  燃烧器

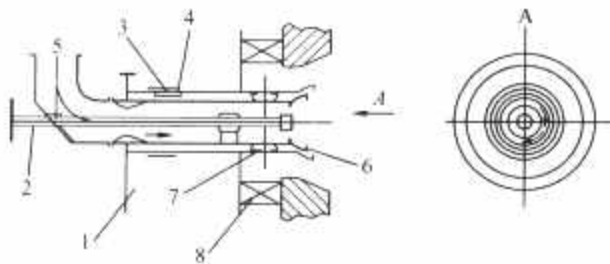


图 3.2-28 日立公司新型低  $\text{NO}_x$  燃烧器

1—风箱;2—启动油枪;3—二次风套筒;4—二次风入口;  
5—一次风;6—稳焰管;7—旋流叶片;8—三次风调风器

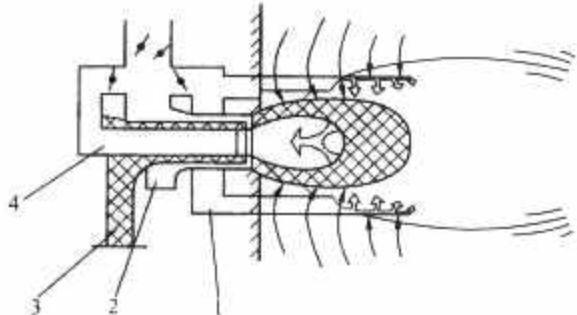


图 3.2-29 SM 型低  $\text{NO}_x$  燃烧器配风方式及火焰形状  
1—外侧二次风;2—二次风;3—风箱;4—中心风

(2) 适当降低炉内温度水平 (对降低高温型  $\text{NO}_x$  和  $\text{NO}_y$  特别有效)。对固态排渣炉, 只要不影响燃烧效率和低负荷燃烧的稳定性, 就可以适当降低炉温; 对液态排渣炉, 只要能满足燃烧及顺利排渣的要求, 也不必追求过高的温度。

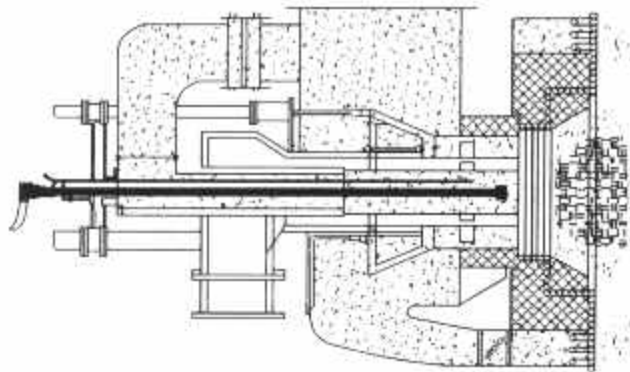


图 3.2-30 SM 型低  $\text{NO}_x$  燃烧器

(3) 在液态排渣炉中掺烧石灰石。掺烧比为 7%~20% 时, 炉温可下降 150℃ 左右。

5.2.6 辅助燃料再燃烧

通常, 将燃烧所需燃料的 80% 左右经主燃烧器按常规方式送入燃烧器区域, 其余 20% 左右的燃料作为还原燃料由合适的介质经喷燃器送入炉膛上部区域, 在其上部再送入相应的空气作为燃尽风。采用燃料分级燃烧时, 炉膛内可以近似地分为 3 个区域。

(1) 主燃烧区。约 80% 的燃料总热量在该区释放出来。主燃烧区在  $\alpha < 1$  的燃料状态下运行, 该区域产生的  $\text{NO}_x$  以及没有完全燃尽的燃料进入再燃烧区。

(2) 再燃与还原区。再燃燃料喷射到主燃烧区的下游 (在 1300℃ 左右的温度区域), 形成富燃料 ( $\alpha < 1$ )、还原  $\text{NO}_x$  的再燃烧区。再燃燃料在氧化过程中分解形成烃类生成物, 同时也放出燃烧热量。该区的活性氮类包括来自主燃烧区中形成的  $\text{NO}_x$ , 以及再燃燃料本身所含有的燃料氮。这些活性氮类与烃生成物 (主要是  $\text{CH}_4$ ) 反应生成中间产物如  $\text{HCN}$  和  $\text{NH}_3$ , 将主燃烧区内生成的大部分  $\text{NO}_x$  还原为  $\text{N}_2$ 。

(3) 燃尽区。空气加入该区造成富氧状态 ( $\alpha > 1$ ), 以促进所有剩余的燃料燃尽。

燃料分级技术, 除了可以有效地还原已经生成的  $\text{NO}_x$  以外, 还扩大了炉膛内的燃烧区域, 降低了火焰的峰值温度,  $\text{NO}_x$  的原始生成量也相应减少。最早采用的还原燃料主要为气体燃料 (天然气等), 运行费用较高, 近年来, 开始探讨和实施直接采用煤粉作为还原燃料的工程实践。

但是上述多数降低  $\text{NO}_x$  排放量原则, 都和煤粉炉降低飞灰含碳量、提高燃尽率的原则相矛盾, 如为了减少  $\text{NO}_x$  的生成而降低一次风的比例, 就会增加飞灰含碳量, 所以在锅炉的设计和运行时, 必须全面考虑, 力求采用最合理的方案。

目前, 在常规煤粉炉上有效降低  $\text{NO}_x$  排放的技术是燃料分级再燃还原  $\text{NO}_x$ 。根据  $\text{NO}_x$  的还原机理, 对已经生成的  $\text{NO}_x$ , 利用某种燃料作为  $\text{NO}_x$  的还原剂, 喷入炉膛内的合适位置, 可以起到还原一部分  $\text{NO}_x$  的作用, 同时也作为锅炉的一部分燃料在炉内燃烧放热。某些工业化国家的经验表明, 将再燃技术与空气分级燃烧技术联合使用, 降低  $\text{NO}_x$  排放量的幅度可达 50%~70%。发展再燃还原技术是目前我国电站锅炉满足环保要求的比较现实、可行、技术经济性较优的一种低  $\text{NO}_x$  燃烧技术。

5.3 我国大型煤粉锅炉  $\text{NO}_x$  排放水平

通过国内大型锅炉运行性能的调查, 已收集到 20 余台

锅炉  $\text{NO}_x$  排放量的测试结果, 都是上述引进的国外煤粉燃烧技术或引进设备上测得的。国内自主开发的低  $\text{NO}_x$  煤粉燃烧技术, 因为在大型煤粉锅炉上应用数量还较少, 进行详细测定的还不多。由于  $\text{NO}_x$  排放量与燃烧器机构、燃烧系统特点, 以及燃用煤的特性有密切关系, 在表 3.2-7 中列出了  $\text{NO}_x$  的测试数据。

表 3.2-7 中所列出的  $\text{NO}_x$  排放量系在燃烧调整等试验时测得, 各炉试验相隔时间较长, 而且由不同单位以不同仪器测定, 故仅供参考。

表 3.2-7 部分锅炉燃煤特性及  $\text{NO}_x$  排放量

燃烧方式	电厂名称	锅炉编号	$V_{\text{daf}}$ (%)	$Q_{\text{net,ar}}$ (MJ/kg)	$A_{\text{ar}}$ (%)	$\text{NO}_x$ 排放量 mg/m <sup>3</sup> (标况下) (6%O <sub>2</sub> )
切向燃烧方式	哈三	3、4	35~37	20.5~24.5	21~28	586~710
	石洞口二厂	1、2	33~36	23~25	7~13	425~630
	吴泾	11、12	35~37	21~23	8~14	400~620
	外高桥一厂	1~4	32~36	21~24	8~14	470~590
	妈湾	1、2	32~36	20~24	13~30	538~616
	望亭	14	23~27	20~22	23~26	700~1400
	福州	1、2	31~35	22~24	14~20	700~840
	石门	1、2	14~18	17.5~22.0	27~37	609~711
	潍坊	1、2	14~17	21~23	22~28	523~779
	石洞口一厂	1~4	12~15	20~22	20~27	780~870
对冲燃烧方式	河曲	1	38~39	22~22.1	17.9~18	373~360
	盘山	3	34.6~35.5	21.1~22.7	12	374~381
	南通	1、2	32~36	19.7~21.3 22.3~24.5	19~28 8~16	420~727
	大坝	1、2	30~36	19.6~20.9	17~23	~650
	利港	1、2	33~35	23~25	10~14	1010~1360
W 型燃烧方式	南京	1、2	11.5~16.0	24~26	16~21	900~1150
	蒲城	1、2	18~23	20.0~23.5	20~30	1050~1200
	珞璜	1、2	13.5~15.5	19.4~23.4	25~31	920
	岳阳	1、2	10~14	22~25	20~26	1320
	上安	1、2	14.5~18.5	22~24	19~25	900~1300
	上安	3、4	13~17	21~23	22~28	825~850

6 油燃烧器

油燃烧器由油枪和配风器组成。油枪的主要工作元件是油喷嘴, 它的作用是将燃油雾化成微小的液滴, 以增大油滴与空气的接触面, 并使油雾保持要求的雾化角和流量密度分布, 促进油雾与空气的早期混合, 强化燃烧以提高燃烧效率。配风器是将助燃空气很好地与雾化油滴相混合的装置, 保证在低过量空气系数下火焰稳定, 燃烧良好, 燃尽率高。

6.1 油枪喷嘴

6.1.1 油枪喷嘴分类

按雾化介质分类如下:

- (1) 压力雾化式油喷嘴。
  - 1) 无回油——简单机械雾化油喷嘴。
  - 2) 有回油——集中大孔内回油、分散小孔内回油。
- (2) 介质雾化式油喷嘴。
  - 1) 蒸汽雾化油喷嘴——内混式、外混式。
  - 2) 空气雾化油喷嘴——内混式、外混式。



(3) 旋转杯式雾化油喷嘴。

6.1.2 油枪喷嘴形式和特性

(1) 压力雾化式油喷嘴。油在高压下经过切向槽流入旋涡室产生强烈旋转，再经过喷孔喷出。由于离心力作用，油雾化成一个空心的雾化锥。这种喷嘴广泛应用于煤粉炉点火过程中，其主要元件为雾化片、旋流片和分油嘴。

(2) 回油压力式雾化油喷嘴。回油压力雾化式油喷嘴具有较大的流量调节特性。它的原理是通过调节回油压力来调节回油量，进而调节喷入炉膛内的燃油量，其结构特性与简单压力雾化式油喷嘴相同。

回油喷嘴按回油孔的布置方式可分为分散小孔回油和集中大孔回油。

(3) 介质雾化式油喷嘴。利用蒸汽（或压缩空气）作为雾化介质，使油气混合物加速，以便在喷口附近继续膨胀，将油滴破碎雾化。与压力雾化相比较，它的调节性能较好，雾化粒度较细，常用于油炉。蒸汽雾化喷嘴可分为内混式和外混式两种。

常用的蒸汽雾化 Y 型喷嘴负荷调节范围大、出力大、油压低、汽耗小、噪声小、雾化质量好，便于自动控制。

(4) 旋转杯式雾化油喷嘴。这是一种高速机械转动喷嘴，它依靠机械能产生的离心力，将油从旋转杯中甩出而雾化，再被高速一次风（40~100m/s）进一步雾化。

此种喷嘴对油黏度要求不高，低负荷时不降低雾化质量。但结构复杂，运行维护费用高，多数用于中、小容量锅炉。

6.2 配风器

6.2.1 分类和特性比较

旋流式配风器按气流特性和进风方式可分为：

- (1) 蜗壳式。
- (2) 轴向叶片式。
  - 1) 轴向固定叶片式。
  - 2) 轴向可动叶片式。
- (3) 切向叶片式。
  - 1) 切向固定叶片式。
  - 2) 切向可动叶片式。
- (4) 平流式。

常用的油配风器结构形式见表 3.2-8。

6.2.2 稳燃器

稳燃器是配风器的主要组成部分，它的作用是使火炬根部有一个稳定的回流区以稳定火焰。在获得稳定的回流区的同时，保证有一定的风量送入火炬根部，以获得稳定的根部火焰。

两种主要的稳燃器形式为扩散锥和叶片式扩散器。两者的特性比较见表 3.2-9。

表 3.2-8 常用的油配风器结构形式

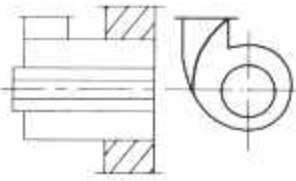
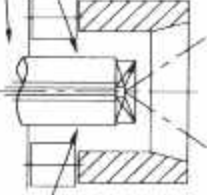
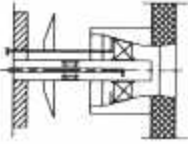
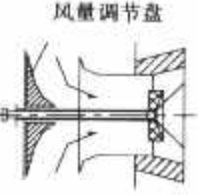
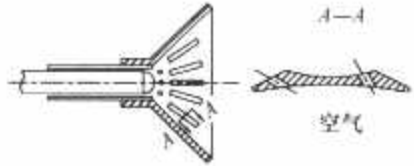
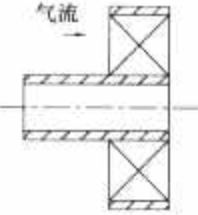
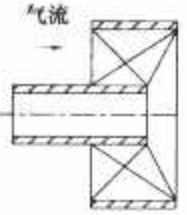
项目	蜗壳式	旋流式		平流式
		切向可动叶片旋流式	轴向可动叶片旋流式	
结构示意图				
旋流强度调节方式	用舌形挡板改变入口截面调节	转动叶片，改变叶片倾角用套筒开度控制中心风量	移动叶轮，改变直流风与旋流风比例	用移动套筒来调节大风箱内各调风器风量轴向移动稳燃器调节回流区大小，保持弱旋流
气流扩展角	100°~110°	35°~85°	变化较大 40°~70°	30°~60°
阻力系数	大于 5.0	3.8~7.6	3~6.6	<2
风速与风率	单烧油时，将中心管抽出，堵死二次风口，从原一次风管送入直流根部风（约 60m/s）煤油混烧时： $W_1=20\sim26\text{m/s}$ $W_2=24\sim36\text{m/s}$	中心直流风 15%~20%，旋流风 80%~85%，喉口风速 35m/s	喉口风速 35~40m/s 中心风 15%~20%	出口截面风速 40~60m/s
备注	因混合条件差，阻力大，现已很少采用	采用较多，当叶片关小时，阻力较大	采用较多，但阻力大	风速较高，叶片倾角较小，弱旋流强度，回流区粗而短，射程短，混合强烈，适于低氧燃烧

表 3.2-9 各种常用的稳燃器特性比较

项目	扩流锥式	等高叶片式	不等高叶片式
结构示意图			

续表

项目	扩流锥式	等高叶片式	不等高叶片式
特点	锥体尾迹中心有回流，还有一部分空气从锥内面的槽孔流出，送到雾化炬根部	等高平面抛物线叶型，叶片内缘的覆盖度较外缘大，外层气流多，引起出口处风层不均匀	不等高叶轮，内外缘覆盖度相等，使叶片出口根部和顶部的速度比较均匀，阻力较小
使用情况	国内外油炉燃烧器上经常采用	现已少用	国内普遍采用

6.2.3 配风器与油喷嘴的配合

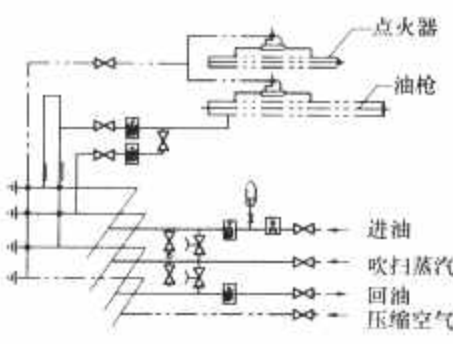
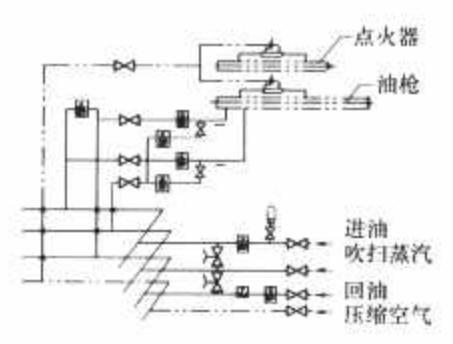
配风器与油喷嘴的相互位置是影响风油混合的一个重要因素。油喷嘴雾化角过小或油枪伸入炉内过多，引起风油分层，导致混合不良，影响燃烧，使火焰拖长，油枪头结焦。雾化角过大或油喷嘴缩在配风器中过多，尤其是风速低时，油雾易穿透风层打在旋口或水冷壁上造成结焦。油喷嘴与配风器的相互位置合适，风油混合效果良好。最佳的配合位置可通过试验和现场调整确定。

6.3 炉前油系统

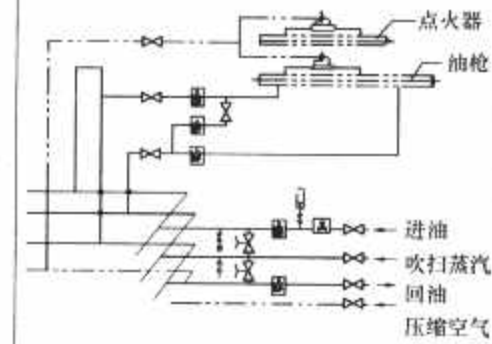
为了保证油燃烧器的安全、正常工作，满足锅炉运行的需要，一套功能完备的炉前油系统是必需的。

根据燃油雾化形式的不同，典型的炉前油系统可分为简单机械雾化油系统（配简单机械雾化油喷嘴）、回油机械雾化油系统（配回油机械雾化油喷嘴）、蒸汽雾化油系统（配蒸汽雾化油喷嘴）（见表 3.2-10）。

表 3.2-10      各种常用油系统的特性比较

项目	炉前油系统示意图	说    明
简单机械雾化		配用简单机械雾化油枪，多用于锅炉暖炉、点火及稳燃 由于简单机械雾化油枪的调节比较小，锅炉点火及启动负荷的调节主要依靠变更投入油枪的数量，更换不同出力的雾化片等方式加以实现。适用于低黏度的优质燃油。炉前部分投资较少。根据出力的不同，油枪前燃油压力为 2~3.5MPa
回油机械雾化		配用回油机械雾化油枪，用于锅炉点火、暖炉、稳燃及纯燃油的锅炉 回油雾化油枪的调节比较大，负荷的调节主要手段是变更油枪的回油压力。适用于低黏度的优质燃油。炉前部分投资较多 根据出力的不同，油枪前燃油压力为 2~5MPa，属于进油压力最高的系统

续表

项目	炉前油系统示意图	说    明
蒸汽雾化		配用蒸汽雾化油枪，用于锅炉点火、暖炉、稳燃及纯燃油的锅炉 蒸汽雾化油枪的调节比较大，负荷的调节主要手段是变更油枪的进油压力（蒸汽压力恒定或随油压变化而等压差调节），适用于燃油的种类广泛。油枪前燃油压力多小于 1.5MPa，属于进油压力最低的系。雾化蒸汽的耗量为 10%~15%

7 气体燃烧器

7.1 气源参数和气体燃烧器的选择

在锅炉设备中燃用的气体燃料主要有天然气、高炉煤气、发生炉煤气、焦炉煤气（炼焦煤气）和液化石油气等。

气体燃料的燃烧方式一般可分为预混（无焰）燃烧（在着火前就将燃气和部分或全部空气均匀混合）和扩散燃烧（在燃烧过程中将燃气和空气边相互扩散混合、边进行燃烧）。天然气是一种以甲烷为主要成分（CH<sub>4</sub> 的体积分数大于或等于 98%）的高发热量可燃气体。对高热量的天然气应采用扩散燃烧方式。组织天然气燃烧的关键是天然气与空气的迅速扩散和均匀混合，为了强化天然气与空气的混合，必须使天然气在喷嘴出口截面上分布均匀。高炉煤气是炼铁炉的副产品，CO 的体积分数为 20%~30%，气体中有大量的惰性气体 N<sub>2</sub>（N<sub>2</sub> 的体积分数约为 60%），发热量低（ $Q_{\text{net,v,ar}} < 4000 \text{ kJ/m}^3$ ），理论燃烧温度低。在钢铁工业工艺生产过程中剩余的发生炉煤气的发热量比高炉煤气高些（ $Q_{\text{net,v,ar}} < 6000 \text{ kJ/m}^3$ ），也属于低发热量煤气，为保证能着火和稳定燃烧，对高炉煤气和发生炉煤气，在小型锅炉上多采用全部预混式的无焰燃烧方式，即将煤气燃烧所需的全部空气（一次过量空气系数为 1.05~1.15）在预混管中均匀混合，然后进入耐火砖砌成的多股燃烧通道，燃烧通道中炽热的耐火隔墙可使预混可燃气体尽快着火，保持火焰稳定燃烧。在大型锅炉上，为适应炉膛的形状及炉内传热要求，一般采用扩散燃烧。为了稳定燃烧，常采用炉内敷设卫燃带的方式。

气体燃烧器主要由调风器和燃气喷射元件（气枪等）组成，按供气方式可分为中心进气燃烧器、周向进气燃烧器、中心与周向混合进气燃烧器、多枪平流式和文丘里式燃烧器、缝隙式燃烧器；按燃用气体压力可分为低压燃烧器（1



~4.9kPa)、中压燃烧器(4.9~49kPa)和高压燃烧器(大于49kPa);按燃用气体与空气的混合方式可分为内混式(燃烧器内部混合)和外混式(炉膛中混合)燃烧器;按气流的流动特性可分为旋流式燃烧器和直流缝隙式燃烧器。气体燃烧器的选型应根据火焰形状、炉型、运行方式和布置要求等决定:要求短而宽的火焰,可选择旋流式燃烧器;蜗壳式旋流燃烧器结构简单,但气流分配不均,调节性能较差;中心进气燃烧器比周向进气燃烧器有较高的火焰稳定性和较大的负荷调节范围;多枪平流式燃烧器能使可燃气体和空气迅速扩散、强烈混合,又可利用气枪的转动调节火焰的发光特性,高低负荷的燃烧稳定性较好。

### 7.1.1 天然气燃烧器

(1) 多枪进气平流式燃烧器(见图3.2-31)。天然气从燃烧器喷出后环向旋转,并与环形截面中的平流空气强烈混合。还可以改变喷枪头的天然气喷射方向,改变火焰的发光特性,以适应油、气通用锅炉的需要。这种燃烧器设计的特点是在控制 $\text{NO}_x$ 生成量和低氧燃烧条件下能使天然气高浓度区处于天然气与空气混合物的高速度(高湍流)区域,实现高强度的燃烧工况。此种燃烧器通常在风道中间的油枪套管上装有低负荷叶轮稳燃器,在每只气枪头部装有圆盘形高负荷稳燃器,气枪喷孔直径一般为8~15mm,环形截面上的空气流速 $\omega_k$ 为50~65m/s。

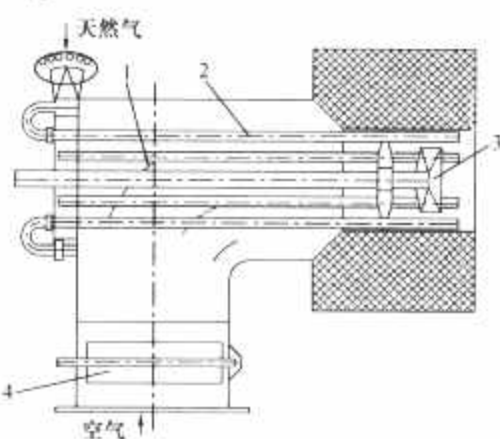


图 3.2-31 多枪进气平流式燃烧器

1—导向叶片;2—喷枪;3—稳燃器;4—风门

(2) 中心进气旋流式燃烧器。天然气从中心管引入,并从 $\phi 8\sim\phi 25\text{mm}$ 小孔中分2~3排高速( $\omega_r=100\sim 170\text{m/s}$ )横向喷入空气流( $\omega_k=100\sim 170\text{m/s}$ )中,以便尽快均匀混合。此种燃烧器结构简单,安装检修方便,低负荷稳定性好。

(3) 周向进气旋流式燃烧器。此种燃烧器的进气方式和混合条件比中心进气方式稍好些,但仍有旋流配风的缺点,而且低负荷的火焰稳定性较差,因而采用不多。

(4) 角置缝隙式直流燃烧器。角置缝隙式直流燃烧器的外混式喷嘴的空气速度可达60m/s,天然气喷孔射流速度为100~200m/s。此种燃烧器的空气和天然气混合主要靠扩散进行质交换,扰动较小,阻力较小,混合强度不太高,但可在切向燃烧炉膛中进一步混合,从而获得良好的燃烧工况,产生 $\text{NO}_x$ 量也较少,我国援外的200MW机组燃气锅炉就采用此种燃烧器。它是美国燃烧工程公司(CE)的传统技术,经常用于气、油或气、油、煤多种燃料一起使用的情况。

### 7.1.2 高炉煤气燃烧器

高炉煤气的发热值较低,含有大量惰性气体,理论燃烧温度不高,着火困难,大多采用无焰燃烧方式。高炉煤气在进入炉膛前,预先在燃烧器中与空气混合并分成多股片状气流,流经炽热耐火砖隔墙(或多孔耐火填料)组成的燃烧通

道,使预混气流在通道内加热到高温,并稳定着火燃烧。燃烧通道的容积热负荷 $q_v$ 可达23MW/m<sup>3</sup>,炉膛容积热负荷 $q_v$ 在0.23MW/m<sup>3</sup>左右。设计高炉燃气无焰燃烧器时,可用下列参数来计算各部分截面尺寸:燃烧通道出口处高温为1100~1200℃,燃烧产物的流速在额定负荷下为30~40m/s,预混管出口处的平均流速为6~20m/s,煤气喷嘴出口处的流速约为35m/s,煤气进入燃烧器前压力为785~1177Pa,空气的压力为392~490Pa。对于锅炉容量大于100t/h的燃烧器,每只容量可达150000~300000m<sup>3</sup>(标准状况)/h,炉膛出口过量空气系数 $\alpha_1$ 为1.1~1.15。为了防止回火,应保证在最低负荷时的气流速度不小于其火焰传播速度。

### 7.2 炉前燃气系统

为了保证气体燃烧器的安全、正常工作,满足锅炉运行的需要,一套功能完备的炉前气系统是必需的。

根据燃气的不同种类、参数、燃烧器的不同形式及不同的控制要求,炉前燃气系统有不同的布置方式。图3.2-32所示为多燃烧器锅炉炉膛燃气的典型主燃料供给系统图——自动。图3.2-33所示为典型的燃气点火枪系统图——自动。

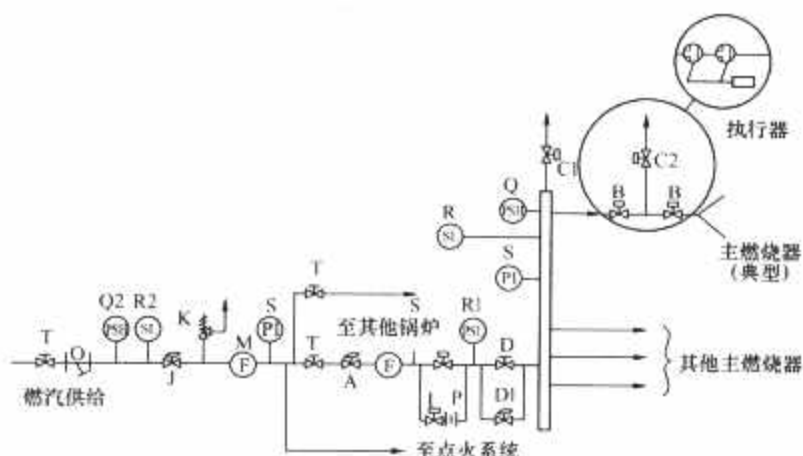


图 3.2-32 多燃烧器锅炉炉膛燃气的典型主燃料供给系统图——自动

C1—燃烧器总管排空阀;D1—主燃料旁路控制阀(可选择);O—清洗器或滤网;C2—单个燃烧器排空阀;D—主燃料控制阀;P—节流孔板;A—主安全关断阀;I—充气阀(可选择)(必须气开式);Q—燃烧器总管燃料压力高开关;S—燃料压力表;B—单个燃烧器安全关断阀;J—燃器压力恒定调节器;Q2—燃器压力高开关;K—压力释放阀;M—流量计;R—燃烧器总管燃料压力低开关;R1—燃烧器总管燃料压力低开关(可选择);R2—燃料压力低开关;T—手动关断阀

### 7.3 气体燃烧的安全守则

我国目前采用的是美国全国防火协会(NFPA)的标准。它的内容涵盖气体燃烧器的设计、气管路的设计、锅炉的整体连锁保护等多方面的要求。

#### 7.3.1 燃烧器的设计

设计合理的气体燃烧器是保证气体燃烧安全可靠的第一步。

各种燃气在空气中形成的混合气体,其浓度在一定的爆炸极限内极易发生爆炸,因此燃气锅炉在点火启动和低负荷运行时应严格控制燃气浓度使之在安全限值以内,还要严格防止燃气泄漏。管路阀门能快速切停和开启,密封性好,气体燃烧器必须配置有点火器、火焰检测器和灭火保护等自动控制系统。

维持燃气火焰稳定需要保持燃气向火焰锋面的运动速度

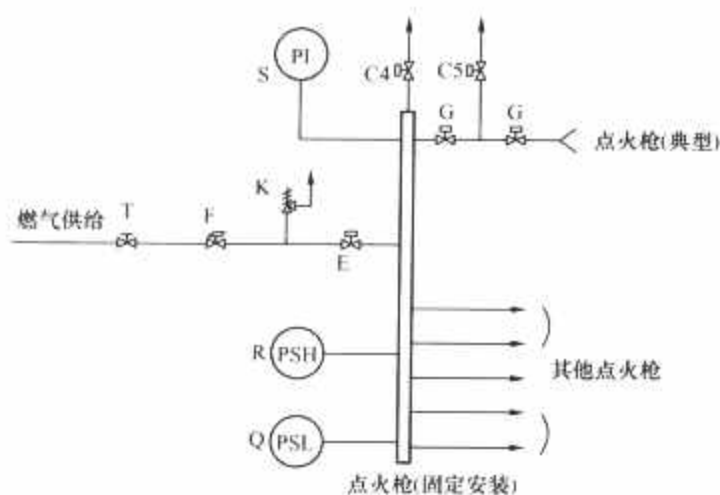


图 3.2-33 典型的燃气点火枪系统图——自动

C4—点火枪总管排空阀；G—单个点火枪燃料安全控制阀；S—燃料压力表；K—压力释放阀；C5—单个点火枪排空阀；T—手动关断阀；E—点火枪总管安全关断阀；Q—燃料压力低开关；F—点火枪燃料控制阀；R—燃料压力高开关

(气流速度的法向分速度)与火焰传播速度相等,  $u_n = w \cos \varphi$  (式中  $u_n$  为火焰传播速度,  $w$  为气流速度,  $\varphi$  为气流速度与其法向量夹角)。如果气流法向速度低于火焰传播速度, 则会产生回火, 使火焰缩回燃烧器内部, 引起爆炸和振动; 反之, 则会产生脱火甚至灭火。一般天然气的火焰传播速度较小, 只有  $0.3 \sim 0.38 \text{ m/s}$ , 而焦炉煤气和水煤气分别为  $0.7 \sim 0.84 \text{ m/s}$ , 提高燃烧的湍流度, 可使火焰传播速度增大。

正常燃烧时, 火焰的稳定范围与脱火和回火极限有关, 也与一次风量(一次空气与理论空气需要量的比值)和燃气喷口直径有关, 一次风量越小, 发生脱火及回火的可能性也越小, 但可能生成黄色发光火焰; 喷口直径减小时, 火焰稳定范围则增大。

防止脱火措施:

- (1) 加装火焰稳燃器。
- (2) 把空燃比调整到稳定燃烧区。
- (3) 人为加大燃烧速度。
- (4) 使燃气压力保持稳定。
- (5) 减小燃气的喷出速度。

防止回火措施:

- (1) 采用脱火限高的燃烧器, 加大最小喷出速度。
- (2) 采用有猝熄效应的火焰孔。
- (3) 把一次空气量控制在自燃范围以下, 其余作为二次空气供给。
- (4) 适当降低燃烧器喷口处的温度。
- (5) 人为减小燃烧速度。

### 7.3.2 炉前燃气管路的设计

配合气体燃烧器的要求和锅炉控制的需要, 燃气管路的设计要有如下功能:

- (1) 压力调节功能。
- (2) 流量调节功能。
- (3) 主管路关断功能。
- (4) 支管路关断功能。
- (5) 燃气排空功能。
- (6) 压力报警和跳闸功能。
- (7) 与火焰状态有关的保护功能。
- (8) 燃气泄漏报警功能。

### 7.3.3 锅炉的整体联锁保护

锅炉的整体联锁保护内容主要包括:

- (1) 燃料在各燃烧器间的分配均匀性。
- (2) 燃烧空气在各燃烧器间的分配均匀性。
- (3) 合适的燃料/空气配比。
- (4) 气体燃烧器火焰监测与主燃料的跳闸。
- (5) 主燃料跳闸与气点火器的联锁。
- (6) 锅炉启、停, MFT 及正常运行阶段入炉风量的控制。

## 8 液态排渣炉的燃烧设备

### 8.1 液态排渣的选取条件

目前, 国内燃煤锅炉大部分采用固态排渣方式, 而一些在固态排渣炉上无法良好燃用的弱反应性、低灰熔点和低灰渣黏度的煤采用液态渣方式更合适。液态排渣方式的选取主要与以下几方面因素有关。

#### 8.1.1 煤质特性

在固态排渣炉设计时, 燃料的着火与结焦是相互矛盾的, 为保证燃料的着火和稳燃需提高燃烧器区域的温度水平, 而温度的提高又容易造成炉膛的结焦, 特别是对低灰熔点且着火性差的煤, 问题尤为突出。针对这样的煤种, 如采用液态排渣方式, 在炉膛下部敷设了卫燃带, 使炉膛燃烧温度水平提高较多, 有利于灰渣的熔化和流动, 这样, 结焦现象就可消失。所以, 液态排渣炉能很好地解决着火与结焦相矛盾的问题。一般来说, 灰熔点温度  $t_3 < 1350^\circ\text{C}$ , 且流渣口处渣的黏度不大于  $25 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  时, 即可保证渣的顺利流出; 当  $(t_3 - t_1)$  大于  $200^\circ\text{C}$  时, 灰渣属于“长渣”, 凝固慢, 也适合采用液态排渣方式; 在高灰熔点煤种掺加适量的添加剂, 如石灰石, 降低了煤的灰熔点, 也适用于液态排渣。因此, 通过掺加添加剂的方法, 可大大地提高液态排渣炉对煤种的适用范围。

#### 8.1.2 电厂的地理位置

如锅炉采用固态排渣, 则必须有灰渣场, 这样就不利于环保。近年来随着一些新技术如飞灰复燃、灰渣综合利用的应用, 除尘器的灰返回到炉膛再燃烧, 灰熔化成液态渣, 而液态渣的活性较好, 能被用作水泥混合料、复合肥替代河沙和碎石骨料生成空心砖和机场、高速公路的基底沥水垫层等。所以, 液态排渣炉的灰渣均可很好地被加以利用, 不需要灰场, 这样, 不仅可节省大量的征地资金, 而且对环保也非常有利。因此, 在一些城区或市郊的热电厂采用了液态排渣锅炉。

#### 8.1.3 环保因素(补充液态排渣炉防止析铁、高温腐蚀和降低 $\text{NO}_x$ 等措施)

一般来说, 液态排渣锅炉的燃烧温度较高, 其  $\text{NO}_x$  的排放量也较高, 这样就限制了液态排渣炉的发展。但近年来, 随着飞灰复燃、分级送风等技术成功采用以及电厂燃烧调整水平的提高,  $\text{NO}_x$  排放浓度可以控制在固态排渣炉的水平, 有的甚至比固态排渣炉的还低。根据有关资料, 北京某热电厂  $4 \times 250 \text{ MW}$  火焰液态排渣炉,  $\text{NO}_x$  排放浓度为  $394 \text{ mg/m}^3$ ,  $\text{SO}_2$  排放浓度为  $430 \text{ mg/m}^3$ ; 根据中国环境监测总站 2000 年对江苏某公司  $75 \text{ t/h}$  立式旋风炉测试, 其  $\text{NO}_x$  排放浓度为  $340 \sim 470 \text{ mg/m}^3$  (标况下),  $\text{SO}_2$  排放浓度为  $611 \sim 657 \text{ mg/m}^3$  (标况下)。所以, 只要采用合适的技术, 液态排渣炉  $\text{NO}_x$ 、 $\text{SO}_2$  排放浓度可以满足环保要求。

### 8.2 液态排渣炉的燃烧设备

液态排渣炉的关键, 必须保证在临界负荷以上能顺利流



渣，因此，在锅炉设计时，炉膛的选取要求有较高的容积热负荷、断面热负荷和燃烧器区域壁面热负荷。同时，在熔渣室或旋风筒内敷设有耐火材料，以提高燃烧温度水平。另外，在燃烧方式上也必须采取相应的措施。目前，国内液态排渣炉主要有两种，即四角切圆燃烧方式和旋流燃烧方式。

(1) 采用四角切圆燃烧方式的液态排渣炉主要有开式和半开式，开式炉膛结构较简单，与固态排渣炉相似；捕渣率为15%~30%；半开式炉膛，在炉膛下部有一缩口，捕渣率为15%~40%。在燃烧器设计时，须采取如下措施：

1) 采用高宽比较小的直流式燃烧器或将燃烧器分组，以增强气流的刚性，增大气流的补气条件，防止煤粉气流冲刷，防止出现高温腐蚀。

2) 一次风的切圆直径比二次风的小，甚至可以对冲布置。

3) 对贫煤、无烟煤，一次风喷口应相对集中布置，选用较小的一次风率，便于煤粉的及时着火和稳燃；对高挥发分烟煤，一、二次喷口尽量靠近，以及时补充燃烧需要的空气，同时，也可避免烧坏喷口。

4) 下二次风喷口采用较高的风速（55~68m/s）及较大的风量，以托住煤粉，防止煤粉离析，避免折断现象发生，同时，离炉底要保持一定的距离（一般不小于1m）。

5) 适当的二次风温和煤粉细度。

6) 喷口需采用耐热铸钢，防止烧坏和变形。

燃烧器的有关设计参数按前面部分选取。

(2) 采用旋流燃烧方式的液态排渣炉主要有旋风炉和W型火焰液态排渣炉。

1) 旋风炉包括卧式和前置式立式两种。前者美国 Babcock 公司和德国 Babcock 公司生产较多，国内较少。前置式立式旋风炉最早产于苏联，目前国内设计制造的均为该形式。

前置式立式旋风炉主要包括前置炉（旋风筒）、过渡烟道、燃尽室和冷却室。旋风筒布置在炉前或两侧，数量为一个、两个或更多。每个旋风筒顶部布置一只叶片式旋流燃烧器，燃烧器中央布置点火油枪，周围有冷却管。

旋风筒上部二次风相对 180°切向布置，二次风速较高，在旋风筒内形成强烈的旋转气流，每个二次风口有三个喷口，可根据不同的煤质调整配风；三次风口布置在燃尽室，对冲布置。

叶片式燃烧器有螺旋式和平板式两种。螺旋式叶片的总引射能力大，可以提高射流的边界层混合强度，适用于低反应能力的煤种。平板式适用于高反应能力的煤。

目前燃烧器的设计一般均采用螺旋叶片式，对不同的煤质，通过改变平均装置角 $\beta$ 的大小来改变射流的内外引射能力。对低反应能力的煤， $\beta$ 取值较大， $\beta=50^\circ$ ；对高反应能力的煤， $\beta=35^\circ\sim40^\circ$ 。

一、二次风参数的推荐值见表 3.2-11 和表 3.2-12。

2) W 型火焰液态排渣炉，主要有德国 Babcock 公司生产。该炉型为塔式布置，在炉膛前后墙布置了两个燃烧室（W 型炉膛）。燃烧器错列布置在 W 型炉膛的顶部，形式为 WSD 型旋流空气分级燃烧器，结构见图 3.2-34，炉膛整体配风见图 3.2-35。燃烧器整体配风系数不足 1.0，二次风分成内二次风和外二次风，均装有旋流挡板，以保证内、外二次风不提前混合。一次风管内设有径向旋流叶片，可保证在着火区内挥发分能及时、完全地释放和燃烧，并使大部分挥发分在缺氧状态下燃烧，这样就抑制了  $\text{NO}_x$  的生成。该锅炉燃烧系统的最主要特点是将二次风分成了四股，即燃烧器

的内、外二次风，另外两股（三次风 1、三次风 2）分别从炉膛下部和捕渣管后面送入，这样，很好地实现了分级燃烧，降低了  $\text{NO}_x$  的排放。

该炉型在国内主要有北京某电厂  $4\times 250\text{MW}$  锅炉和天津某电厂  $2\times 300\text{MW}$  锅炉。

表 3.2-11 一次风率、风温、风速的推荐值

燃料种类	一次风率 $\alpha_1$ (%)	一次风温 $t_{1k}$ ( $^\circ\text{C}$ )	一次风速 $W$ (m/s)
褐煤和烟煤	20~25	120~180	25~30
贫煤	~20	230~250	~20
无烟煤	15~20	250~300	18~20

表 3.2-12 二次风率、风温和风速推荐值

燃料种类	一次风率 $\alpha_1$ (%)	一次风温 $t_{1k}$ ( $^\circ\text{C}$ )	一次风速 $W$ (m/s)
褐煤和烟煤	75~80	320~380	55~60
贫煤	~80	380~400	60~70
无烟煤	80~85	400~450	70~90

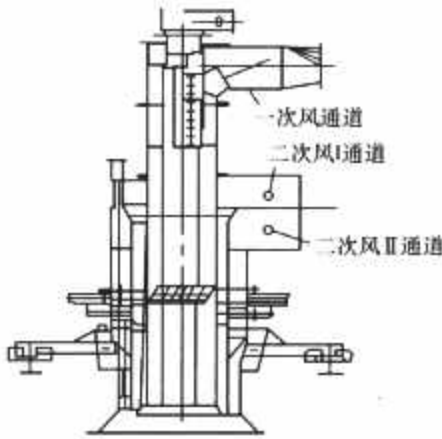


图 3.2-34 WSD 型旋流燃烧器结构

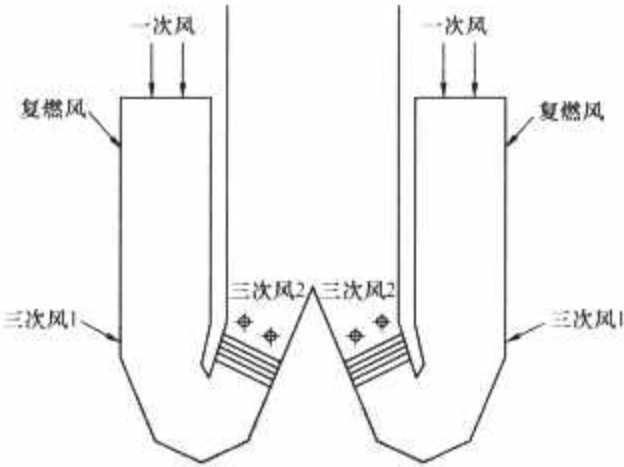


图 3.2-35 炉膛整体配风

9 燃煤锅炉的点火系统

9.1 煤粉锅炉的点火燃料及方式

煤粉锅炉的常规点火燃料为可燃气体、轻油、重油。点火方式为以小容量的点火器点燃点火燃料，再以点火燃料所产生的能量点燃煤粉。

根据点火燃料的不同，点火方式可细分为直接点火和间接点火。直接点火即两极点火方式，一般为高能点火器直接点燃主点火燃料枪，再以主点火燃料的能量点燃煤粉。间接点火即三级点火方式，一般为高能点火器直接点燃辅助点火燃料，再以辅助点火燃料的火焰点燃主点火燃料，进而点燃煤粉。所使用的辅助点火燃料多为可燃气体或轻油。对于主

点火燃料而言,三级点火采用的是火炬点火方式,此种点火方式使得点火过程更加稳定可靠。

## 9.2 点火器容量和点火系统容量的合理选择

点火器的最小容量为所点燃与之邻近的主燃料喷嘴设计输入热功率的1%~2%,且不大于4%。气体点火器的最小容量应不小于290kW(1050MJ/h)。我国燃煤机组锅炉启动、暖炉、助燃用油枪的总容量,过去普遍采用为(25%~30%) $D_k$ 。随着国产燃煤机组的主、辅机设备和燃烧系统自控水平日益完善和提高,点火容量有减少的趋势。目前我国引进型亚临界300、600MW烟煤机组以及新设计制造的大型烟煤机组,启动、暖炉、助燃用的油枪的总容量一般采用(15%~18%) $D_k$ 。褐煤、无烟煤和劣质烟煤机组的容量一般为(18%~25%) $D_k$ 。

## 9.3 点火器形式

### 9.3.1 常规的点火器形式和油枪形式

现在电厂使用较多的是高能量电火花点火器、高压电火花点火器、高频高电压电火花点火器以及高频电弧点火器。优点是点火可靠,能量大,电火花稳定连续性较好,不怕电极烧损和积碳。

我国点火、启动、暖炉和助燃用油枪多采用简单机械雾化、回油机械雾化和Y型蒸汽雾化油枪。其中Y型蒸汽雾化油枪由于单只油喷嘴出力较大、调节比大、雾化粒度较小,运行时可以投一层油枪,使油量控制在允许范围内,从而大大简化控制系统,改善锅炉点火和启动的机动性和安全性。

### 9.3.2 等离子点火

(1) 主要优点。等离子点火是2000年以后发展起来的一种新型的点火方式,目前已在国内许多大型的燃烧烟煤的电站锅炉中得到应用。它的主要优点是可以从电厂基建阶段开始就大量节约燃料油,降低电厂的运营成本。

(2) 等离子点火机理。等离子点火的基本原理是利用直流电流将介质空气电离,并在磁场或空气压缩下获得稳定功率的高温空气等离子体(3000~10000℃),该等离子体在燃烧器的一级燃烧筒中形成局部高温区,煤粉颗粒通过该等离子“火核”时受到高温作用,在0.005~0.1s内迅速释放出挥发物,并使煤粉颗粒破裂粉碎迅速燃烧。由于整个反应过程在气相中完成,煤粉燃烧速度快,减少了煤粉燃烧所需要的引燃能量,实现小功率点火源点燃大量煤粉的目的。

(3) 等离子点火系统。等离子煤粉点火系统由等离子点火燃烧器及其输粉系统,直流供电及控制系统,辅助系统和热工监控系统组成。等离子煤粉点火系统见图3.2-36。

(4) 等离子点火燃烧器的结构。等离子点火燃烧器的结构见图3.2-37。它由等离子发生器、中心筒一级燃烧室、内套筒二级燃烧室、外套筒等部分组成。

(5) 等离子点火燃烧器使用中的注意事项。在直流燃烧器的应用中,等离子点火燃烧器通常也作为主燃烧器使用。在保证稳定可靠地点燃的同时,要注意以下事项:在点火过程中燃烧器的出力既要满足锅炉启动曲线的要求,又要满足锅炉正常的升温、升压速率;还需提高点火过程中的煤粉燃尽率和提高点火电极的使用寿命;以确保燃烧器不结焦、不烧损;提高燃烧效率;降低 $NO_x$ 的排放量。

### 9.3.3 少油煤粉点火系统

近年来发展起来的另一种节油点火系统为少油煤粉点火系统。

该类型煤粉点火燃烧器均采用煤粉内燃技术,其原理

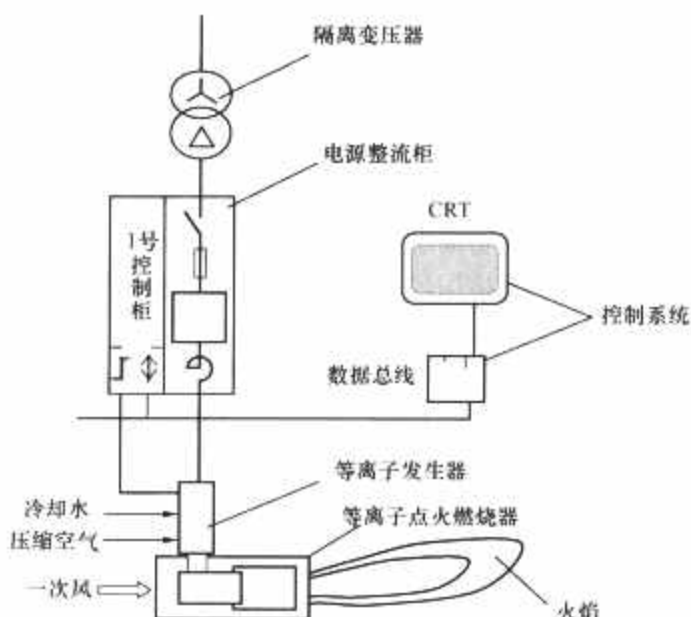


图 3.2-36 等离子煤粉点火系统

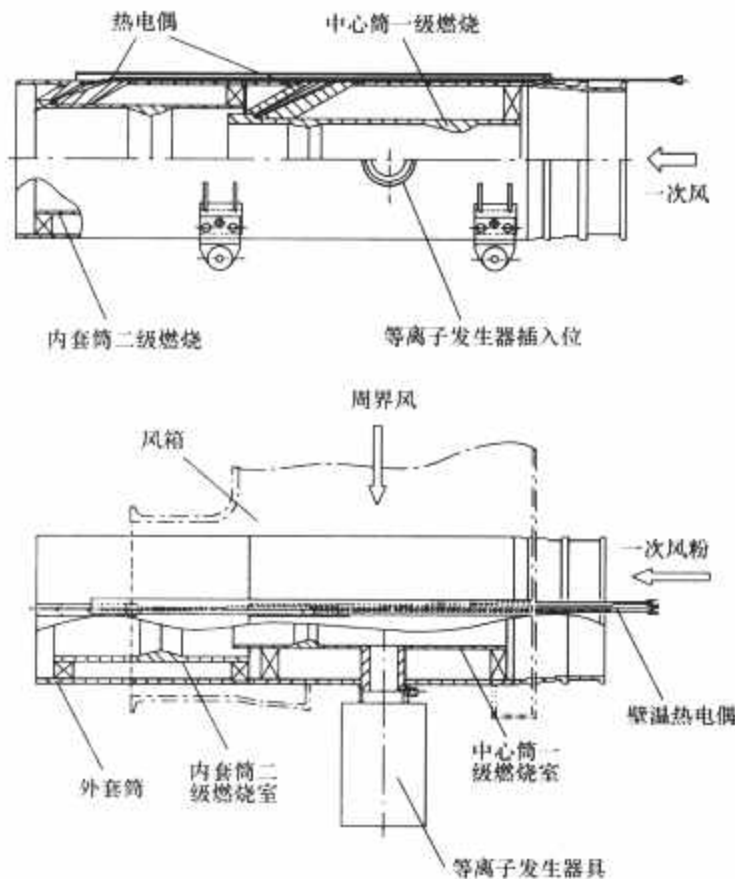


图 3.2-37 等离子点火燃烧器的结构

是:由强化的油燃烧器发出的不低于1800℃的高温火焰,将通过煤粉燃烧器的一次风风粉混合物温度升至不同煤种的着火温度,实现不同煤种的直接点火与燃烧,从而达到降低煤粉锅炉点火启动及稳燃过程耗油量的目的。

## 9.4 常规点火器的布置方式

### 9.4.1 角式直流燃烧器

一般,多将点火器布置在上下邻近、有煤粉喷嘴的二次风喷口之中。为点火油枪用的点火器大多与点火油枪一起平行布置在同一个二次风喷口之中。

### 9.4.2 旋流式燃烧器

(1) 点火器位于中心的布置方式。以此种方式布置点火器,可以使油枪位于最佳的点火区域,并且易于支撑、固定,位置紧凑,维修方便。

(2) 点火器位于主燃烧空气通道的倾斜布置方式。旋流式燃烧器点火器采用倾斜布置。以此种方式布置点火器,需要在风箱上开孔,且要占用旋流空气空间,点火油枪导管不宜过粗。



## 第3章 除渣设备

### 1 除渣设备的基本要求和分类

燃料在锅炉炉膛中燃烧，其不可燃无机矿物质成分——灰分主要以两种形式存在。

飞灰——存在于烟气中，由烟气带出炉膛，其总量约占总灰分的90%。随着烟气与锅炉受热面不断地换热，灰分不断地被冷却。对于某些锅炉，由于结构布置的需要，烟气流动方向会发生改变，导致部分飞灰从烟气中分离出来。为收集该部分飞灰通常设计一些收集器，被称为灰斗。如省煤器灰斗、空气预热器灰斗（各约收集烟气中总飞灰量的5%）。同时为满足锅炉烟尘排放浓度的环保要求，对于飞灰浓度超标的烟气在排放前还必须加装除尘设备。除尘设备的灰斗约收集烟气中总飞灰量的80%~90%。

灰渣——黏附于炉膛水冷壁、过热器、再热器等受热面上，由于自重或负荷改变或吹灰而从受热面掉下，通过炉膛底部排除，其总量约占总灰分的10%。由于灰渣未被充分冷却，通常温度很高，需要专门的设备进行清除。这种设备被称为除渣设备。锅炉灰渣排出系统见图3.3-1。

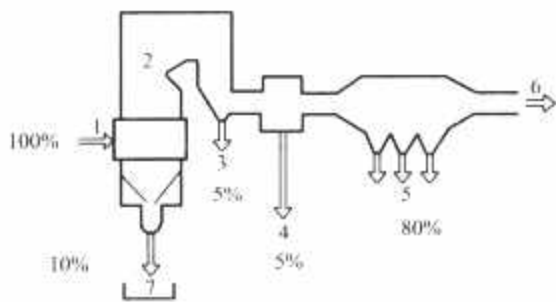


图 3.3-1 锅炉灰渣排出系统

1—进煤；2—炉膛；3—省煤器飞灰排出  
4—预热器飞灰排出；5—除尘器后飞灰排出；  
6—烟气排出；7—灰渣排出

对于液体和气体燃料，因其所含灰分较少，排放容易满足环保要求并能通过自身实现灰平衡，通常不需要设置除尘设备和除渣设备。而对于固体燃料，因其所含灰分较高，如石子煤和煤矸石等灰含量高达60%~70%，排放不能满足环保要求，且不能通过自身实现灰平衡，必须设置除尘设备和除渣设备。

随着锅炉容量的日趋增大，燃用高灰分劣质煤的锅炉越来越多，灰渣排放量也越来越大，除渣设备也越来越重要，只有正确地选择、设计和使用好锅炉的除渣设备，确保除渣设备正常运行，才能保证锅炉乃至整个机组的正常运行。

除渣设备的选取应根据煤灰的结渣特性、电厂地理环境特点，通过技术经济比较确定。除渣设备通常依据下列原则选用：

- (1) 锅炉燃烧方式。
- (2) 锅炉燃用煤种的特性及其煤灰特性。
- (3) 锅炉容量。
- (4) 电厂的水源条件。
- (5) 环保要求。
- (6) 锅炉房与贮灰渣场的距离、高差、地形、地质和气

象等条件。

除渣系统的设计应充分考虑灰渣综合利用和环保要求，并贯彻节约用水的方针。当条件合适且技术经济比较合理时，宜采用干除渣方式。

对于有综合利用要求，但条件暂不成熟时，设计时也应作为灰渣的综合利用预留条件。

除渣系统的容量应按锅炉最大连续蒸发量燃用设计煤种时系统排出的总灰渣量计算并留有裕度。除按综合利用要求设置灰渣输送系统外，还应有能将全部灰渣送往贮灰渣场的设施。

一般来说，一整套锅炉除渣设备包括以下三个主要组成部分：

- (1) 灰渣的排渣设备、粒化设备或碎渣设备（包括排渣槽，粒化水箱，碎渣机等）。
- (2) 将灰渣运送到渣场的设备（包括各种卸渣设备、捞渣设备、输送设备等）及其系统。
- (3) 利用灰渣中热量的设备（如各种热交换器，蒸发器和空气冷凝器等）。

通常来说电站锅炉的除渣设备大多指(1)、(2)两部分。

电站锅炉的排渣方式大致可分为以下几种：

- (1) 按锅炉的排渣方式可分为固态排渣、液态排渣。
- (2) 按锅炉排渣的运行方式可分为定期（或称间断）排渣、连续排渣。
- (3) 按锅炉排渣的灰渣状态可分为干式除渣、湿式除渣。
- (4) 若按输送灰渣的动力来分则可分为机械除灰渣、水力除灰渣和气力除灰渣三种。

### 2 除渣设备的布置方式

目前，电站锅炉除渣设备的布置方式主要有集中布置、分散布置和集中与分散联合布置三种方式。

#### 2.1 集中布置方式

碎渣设备、排渣设备布置于锅炉房外。供几台锅炉合用甚至整个电厂共用。使用这种方式时，每台锅炉排出的炉渣沿渣沟用低压水力冲出，并集中输送到灰渣泵房内集中破碎，然后由灰渣泵送至堆渣场。考虑到设备检修、备用和运行的需要，每座电站大多并联布置三套同样的设备。

集中布置方式便于运行、管理和维护，如设备出现问题可以切换，不致影响锅炉运行。但这种系统需要人工在锅炉下部打大渣，保证渣粒度在100mm以下，以便将它们从灰沟中冲走。这种方式易造成设备磨损，且对液态排渣不适用。另外，粗、细渣一起排走，不利于灰渣综合利用。

#### 2.2 分散布置方式

分散布置方式是将碎渣机布置于每台锅炉的渣斗之下，而不在灰浆泵房内碎渣。灰渣被分别破碎后再由水力冲走或由灰浆泵输送至贮灰场。

分散布置方式便于实现机械化、自动化，避免人工打渣

的繁重体力劳动；灰渣粒度能满足冲水喷嘴将灰渣冲走的要求。这种布置方式的缺点：一是每台锅炉配一套或几套碎渣设备，使运行维护和检修工作量增大；二是碎渣机一旦发生故障，将直接威胁锅炉的正常运行。

随着电站锅炉单台容量的增大，除渣装置的布置逐渐向分散式的方式发展。

### 2.3 集中与分散联合布置方式

集中与分散联合布置方式是在每台锅炉灰斗下都备有碎渣机，且在系统中布置有集中式的排渣装置，或在系统中另设有集中式的碎渣装置。这种系统对炉渣进行了粗细两次破碎，故有利于渣的输送，但需用两套碎渣设备，使初投资及系统的运行维护和检修工作量增大，厂用电耗较大。

## 3 除渣方式

除渣是指将锅炉排出的灰渣转送到灰车或其他运输设备上。电站锅炉的除渣方式主要随锅炉的干式排渣或湿式排渣方式的不同而异，与此同时还需要根据其他不同的条件来选用。

### 3.1 干式除渣方式

干式除渣技术具有占地面积小、维修方便、节能降耗等优点，对于缺水的西北、华北、东北等地区等新建和改建发电厂有广泛的适用价值。典型 300MW 锅炉干式除渣和湿式除渣技术经济比较见表 3.3-1。

表 3.3-1 典型 300MW 锅炉干式除渣和湿式除渣技术经济比较

项 目	单 位	干式除渣	湿式除渣
系统耗水量	m <sup>3</sup> /h	0	25
设备总功率	kW	50	186
占地面积	m <sup>2</sup>	145	530
系统的可靠性		可靠	可靠
现场环境		好	较好
系统运行环节		少	多
维护工作量		少	多

干式除渣系统通常以空气作为介质来输送炉渣。按产生气力的设备和输送原理的不同，除渣系统有正压和负压之分。

#### 3.1.1 干式正压除渣方式

干式正压除渣系统通常由炉底排渣装置、钢带式输渣机、碎渣机、中间渣仓、螺旋输送机、正压输送系统、储渣仓、渣仓卸料机构、液压系统、电气与控制系统等组成（见图 3.3-2），其除渣主要由炉底排渣装置和钢带式输渣机完成。

锅炉正常运行时由冷灰斗落下的热炉渣（850℃左右），经炉底排渣装置落到钢带式输渣机的输送钢带上，随输送钢带低速移动。在锅炉负压作用下，通过钢带式输渣机壳体四周通风孔进入一定量的冷空气，使热炉渣在输送钢带上逐渐被冷空气冷却，并伴随着大渣中未燃尽碳的再次燃烧。冷空气吸收炉渣热量和大渣中可燃物再次燃烧释放的热量，升温到 400～500℃ 进入炉膛。炉渣冷却后降至 200℃ 以下，由输渣机输送进入碎渣机后暂时储存到中间渣仓。中间渣仓设有辅助放渣口，满足特殊情况下用小型运输车输送炉渣的需要。碎渣机的破碎粒度根据输送系统的需要设计，一般控制

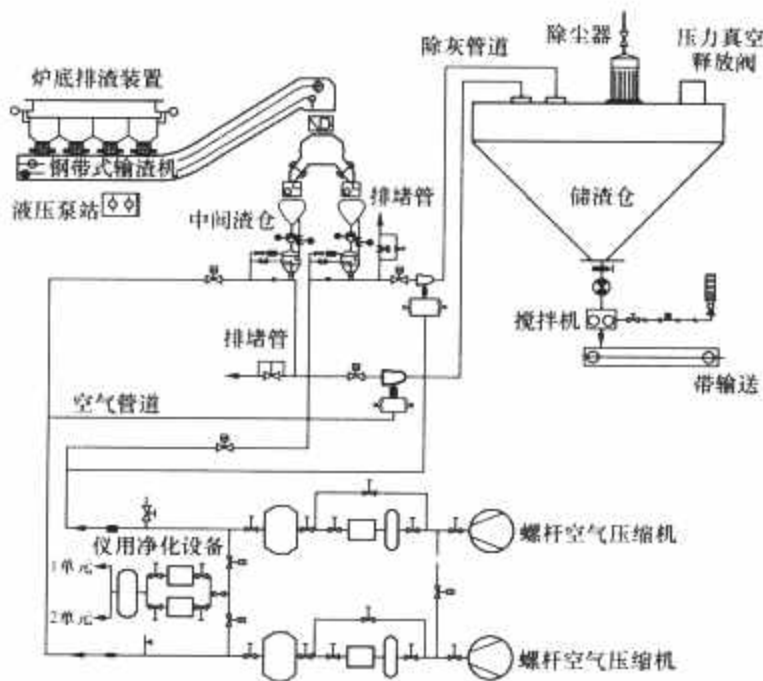


图 3.3-2 干式正压除渣系统

出口粒度在 1～3mm。干渣通过正压气力输送系统送至储渣仓，渣仓顶部设置除尘器、真空压力释放阀。

干式除渣系统炉底漏风对锅炉效率有一定的影响。冷风在锅炉负压作用下带着灰渣所含热量、灰渣再燃烧释放的化学热量和辐射热进入锅炉，对锅炉效率有提高作用。但是由于该部分漏风无法进入主燃烧区参与燃烧组织，若漏风过大将使锅炉飞灰含碳量和排烟温度升高，锅炉效率下降，因此干式除渣系统炉底漏风总量必须严格控制。一般来说，炉底漏风系数控制在 0.01～0.02 之间。

（1）炉底排渣装置。炉底排渣装置安装在锅炉冷渣斗与钢带式输渣机之间，由隔栅、挤压头、箱体、驱动液压缸和摄像监视系统等部分组成，其入口设计的液压破碎机，可对 100mm 以上的大渣拦截、预破碎。在锅炉冷渣斗出口设计有对开式关断门，当后续系统需要维护时关闭，使炉渣暂时储存在渣斗内。关断门与液压破碎机间设计有机械密封，满足锅炉三向膨胀的要求。

（2）钢带式输渣机。钢带式输渣机是干排渣系统的关键设备，安装在炉底排渣装置出口，主要由输送钢带组件、拖链刮板（清扫链）组件、箱体结构等组成。钢带式输渣机功能是连续接受和送出高温炉底渣，钢带输送速度根据炉底渣量的大小进行调节。刮板清扫部分由链条、刮板、托轮、驱动机构、张紧机构等部分组成。箱体外侧布置有可调节的进风口、箱体顶部设置主进风孔，可根据出渣量进行调节。输渣机头尾均设置检修门，用于对钢带及清扫链进行短时间维护。

#### 3.1.2 干式负压除渣方式

干式负压除渣方式是利用抽吸装置在系统内造成负压，以吸入空气，利用吸入的空气流将炉渣沿管道输走，如图 3.3-3 所示。干式负压除渣系统设备和系统较简单，操作也方便，工人劳动强度小。同时，由于除渣系统是在负压下，在密闭的管道内输渣，因此不会污染环境，在严寒地区有利于灰渣的运输。但投资较大，能源消耗量大，管道磨损严重，运行维修费用较高，一般较少采用。

### 3.2 湿式除渣方式

湿式除渣方式有机械除渣、水力除渣两种。

#### 3.2.1 机械除渣

机械除渣设备包括除渣机和运输设备两部分。高温炉渣



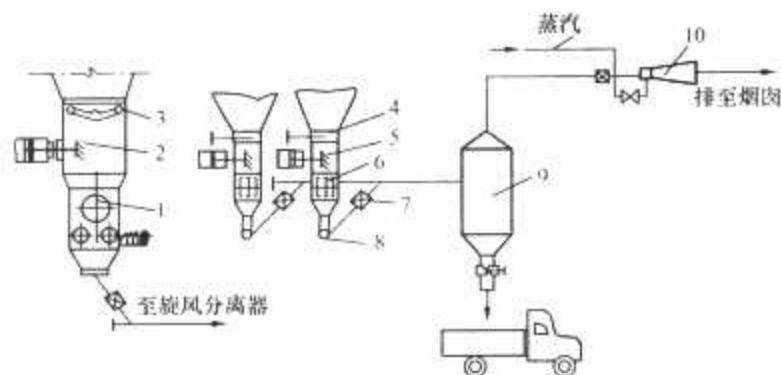


图 3.3-3 干式负压除渣系统

- 1—三辊碎渣机；2、5—顶渣气缸；3、4—闸门；  
6—锤击式碎渣机；7—锤闸；8—收渣器；  
9—旋风分离器；10—蒸汽抽气机

必须用水冷却及适当破碎。常用的除渣机有刮板捞渣机、螺旋除渣机、重型框链除渣机、马丁除渣机、圆盘式除渣机等。

(1) 刮板捞渣机连续排渣方式。刮板捞渣机连续排渣方式在国内外都是一种使用较为普遍的除渣方式，由渣井（包括液压关断门及液压站）和刮板捞渣机组成。也可以配备碎渣机及其他部件，如振动筛等。刮板捞渣机如图 3.3-4 所示。这种排渣方式的突出特点是结构和系统简单，运行稳定，排渣连续，炉底密封好，设备出现故障时不必停炉，出大渣块等优点。其主要缺点是运行中故障率较高，这是由于系统中转动设备较多，加之运行中部件被磨损所造成的。

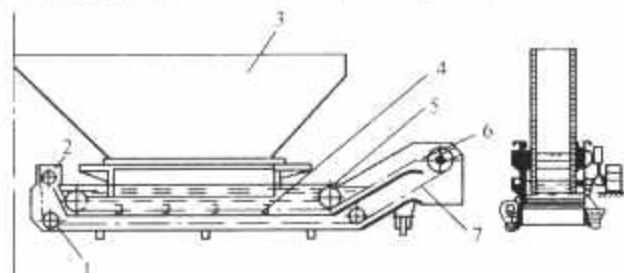


图 3.3-4 刮板捞渣机

- 1—下导轮；2—从动轮；3—渣井；4—刮板；  
5—上导轮；6—链轮；7—链条

1) 渣井。渣井是炉膛内灰渣落入捞渣机的通道，也是连接锅炉冷灰斗和捞渣机的过渡部分。当捞渣机需作临时短时间抢修时，关断门暂时关闭，渣井内可暂存灰渣。

关断门的启闭一般采用液压驱动，当采用电动推杆进行启闭时，由于关断门工作位置在高温和多水的环境，工作可靠性差。当捞渣机出现故障时，关闭关断门，横向移出捞渣机进行检修，一般冷渣斗可以储存 4h 排出的渣量。

2) 刮板捞渣机。刮板捞渣机主要由壳体、链条、链轮、导轮和刮板组成。壳体的倾斜部分倾角一般为  $30^{\circ} \sim 50^{\circ}$ （与水平线夹角）。其工作原理是将壳体底板作为炉渣等物料的承载构件，将刮板固定在链条上，作为其牵引构件，通过链轮带动刮板链条，进而带动刮板，将炉渣从底板刮起后排至渣池，完成物料的输送任务。

由于捞渣机的不少转动部件处在灰渣水中，部件除被磨损之外，还受渣水的腐蚀，因此工作条件恶劣。

采用这种形式的除渣装置时，捞渣机掉链、断链是比较常见的故障。这是由于链节两侧链条拉伸长度不一致或磨损而造成两根链条松紧不一。

近年来，随着捞渣机技术的日益完善，燃煤电厂大多选择炉底刮板捞渣机排渣，也对其进行了许多改进。具体有：

a. 采用变频调速。它的优点是无级变速，正常运行时

可用较低速度，需要消除积渣时，可调高速度。

b. 采用硬齿面减速机，降低减速机重量，提高抗过载能力。张紧装置采用蜗轮、蜗杆，省力、轻便。

c. 捞渣机槽内设水温检测装置，当水温超过  $60^{\circ}\text{C}$  时，声、光报警，提醒运行人员加大循环水量。

d. 导轮全部加沟槽，可有效防止掉链。

e. 配置易于更换大节距驱动链轮，同时选用高强度钢（如 13MnCrNiMo）并进行表面热处理，以降低磨损速度和掉链的频次。

(2) 螺旋捞渣机连续排渣方式。螺旋捞渣机连续排渣系统由冷灰斗及支撑、浸水挡板、螺旋捞渣机、碎渣机等组成，其工作原理是炉膛的灰渣经过冷灰斗、浸水挡板进入捞渣机水槽内，靠螺旋叶片输送至碎渣机入口，破碎后排入渣沟。螺旋捞渣机运行可靠性高，当螺旋捞渣机或下游设备出现故障时，可在不停炉状态下原位置进行检修，系统中不必设置关断门。某电厂 300MW 机组该系统装置如图 3.3-5 所示。

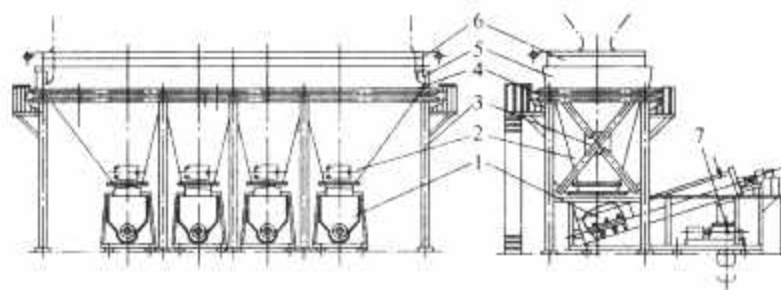


图 3.3-5 某电厂 300MW 机组螺旋捞渣机除渣装置

- 1—螺旋捞渣机；2—渣井；3—构架；4—供水管；5—水封槽；  
6—水封插板；7—碎渣机

螺旋捞渣机是由驱动装置、螺旋机本体、进渣口、出渣口等几部分组成，是一种连续输送设备。它既可做水平也可做倾斜方向的输送，倾斜角不大于  $20^{\circ}$ 。转速一般为  $30 \sim 75\text{r/min}$ ，螺旋直径一般采用  $\phi 200 \sim \phi 300\text{mm}$ 。螺旋捞渣机如图 3.3-6 所示。

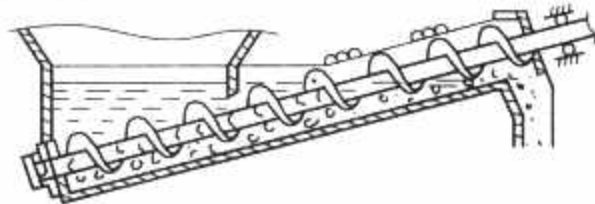


图 3.3-6 螺旋捞渣机

由于在冷灰斗和捞渣机之间采用完全密封的浸水挡板，螺旋捞渣机可以达到炉底 100% 的密封。螺旋捞渣机本体主要工作部件是螺旋轴，轴上的螺旋叶片表面堆焊有硬质耐磨合金，其使用寿命在两个大修期以上，传动系统通过万向联轴器直接与螺旋轴连接，安全可靠，运行操作及维修都比较方便。其缺点是有效流通断面较小，输送的灰渣量及渣块受到限制。

(3) 重型框链除渣机排渣方式。重型框链除渣机是一种连续工作的锅炉炉渣输送设备，主要由支架、主动轮、链条、从动轮、输渣槽、减速机、铸石板、框链及托辊等组成。

输渣槽分为直线段及倾斜段两部分，框链可做成水平或  $25^{\circ}$  以下倾角的。直线段用混凝土浇注，倾斜段用钢板焊制，一端与混凝土渣槽相接，另一端伸到锅炉间外，焊接在传动装置机架上。渣槽内铺有铸石板等耐磨材料。链条上每隔一定间距设置一块带长翼的链节，借此输送灰渣。在驱动装制的带动下，循环运行的链条贴在铺有铸石板的灰渣槽内滑

动,将炉渣带走。重型框链除渣机可供单台或多台额定蒸发量为中小容量的锅炉除渣用,其示意图如图 3.3-7 所示。重型框链除渣机运行可靠,加工和检修比较方便,具有除渣干净、使用寿命长、维修工作量少的特点;其缺点是耗钢量较大,链条及转动部分的零件也极易磨损。

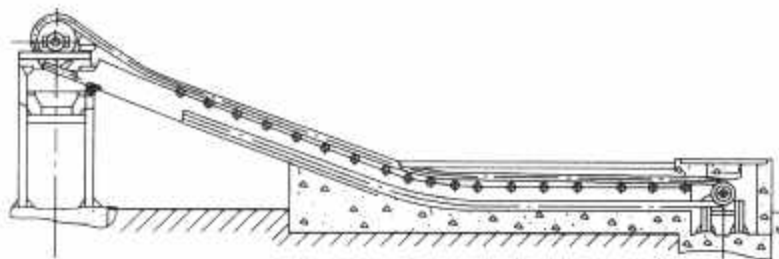


图 3.3-7 重型框链除渣机排渣示意图

(4) 马丁除渣机排渣方式。马丁除渣机排渣方式主要由碎渣机构、排渣机构、水封槽和驱动装置组成。该除渣机是由电动机驱动,经减速机减速后摇臂转动带动连杆和杠杆,一方面使推渣板往复运行进行推渣;另一方面又使齿轮带动碎渣器转动,破碎灰渣。为了使热渣冷却,在灰槽内保持一定水位的循环水,挡板伸入水封,以防漏风,其示意图如图 3.3-8 所示。

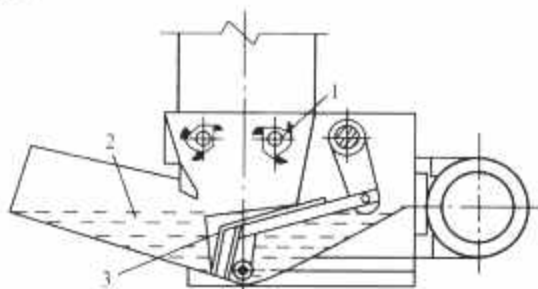


图 3.3-8 马丁除渣机排渣示意图

1—碎渣器;2—水封;3—推渣板

马丁除渣机结构紧凑体积小,布置方便,运行可靠。它集碎渣、出渣和水封炉膛功能于一体。但结构较复杂,机械加工量大,在排渣量增大时易发生故障。使用时要注意以下几个方面:

- 1) 碎渣轴两侧堵板上的通孔应加大,直径至少在 $\phi 15\text{mm}$ 以上。
- 2) 在碎渣轴没有齿轮的一侧半轴心上,钻一个 $\phi 15\text{mm}$ 左右的内外通孔,这样在运行时通孔不易被堵塞,而且可以随时疏通。
- 3) 碎渣轴也可以改为空心铸铁结构。
- 4) 运行时要及时关注保险片断裂或螺栓脱落,发现除渣机断水和堵灰时应及时处理。
- 5) 在除渣机停运时,除渣机内的水、灰要及时清理。

(5) 配圆盘除渣机排渣方式。采用圆盘除渣机的排渣方式也属于湿式连续排渣方式之一,常用于液态排渣炉的除渣。圆盘除渣机又称斜轮除渣机(见图 3.3-9),由驱动装置、除渣槽、除渣轮等几部分组成。圆盘除渣机工作时,电动机通过减速器带动主轴及除渣轮转动,灰渣经落渣管落入带有水封

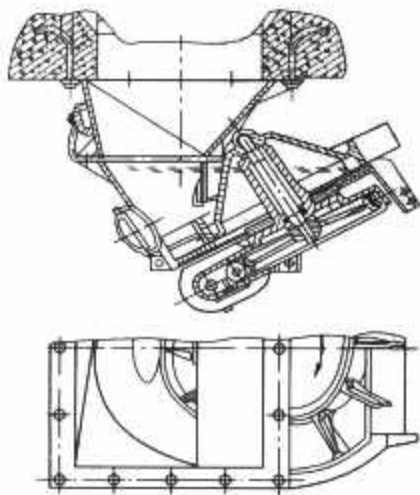


图 3.3-9 圆盘除渣机

的除渣槽中,在渣槽水中冷却后由斜置的除渣轮不停转动而刮至机前运渣设备。

圆盘除渣机常和带式运输机或小车配合。这种除渣机运行稳定,占地少,转速低电耗少,磨损小、结构简单,运行管理方便可靠。

圆盘为低转速( $n=1\sim 3\text{r/min}$ ),大容量锅炉转速可适当提高,但一般不大于 $4\text{r/min}$ ,为防止大渣块卡住捞渣机使电动机过载烧坏,为此也有采用带式传动,也可在蜗杆上装过载保护装置。中小容量锅炉上圆盘除渣机的水容积为 $2.5\sim 3\text{m}^3$ ,水温小于或等于 $45^\circ\text{C}$ 。大容量锅炉的水容积为 $4\text{m}^3$ 。冷却水量应有裕量,水压不低于 $0.8\text{MPa}$ ,渣池内的水有必要的扰动,防止灰渣沉积。在粒化水箱上部,熔渣向下流程方向应有激水喷嘴不断喷水以提高粒化效果。圆盘上的叶片一般为可拆式钢板,用螺钉连接,为了增加叶片的使用寿命,也有将叶片和圆盘叶轮改为整体铸件。我国某电厂 $200\text{MW}$ 液态排渣炉,炉底出渣口有2个,均配圆盘捞渣机,单只出力为 $9\text{t/h}$ ,转速 $n=3.63\text{r/min}$ ,单只水容积为 $5\text{m}^3$ ,进口水压为 $0.6\sim 0.8\text{MPa}$ ,水温小于或等于 $45^\circ\text{C}$ ,冷却水量大于 $120\text{t/h}$ 。我国也有少数的固态排渣炉采用圆盘除渣机。

### 3.2.2 水力除渣

水力除渣是用一定压力的水将落到灰渣沟内的碎渣冲走,送至渣池。水力除渣系统的特点是:运行安全可靠,维修简单、系统严密性高,除渣过程不会产生飞灰,劳动条件较好,冲渣水可重复利用。但配套设施的占地面积和土方工程量较大。

常用的水力除渣方式有:水力排渣槽定期除渣方式、虹吸式水力除渣方式、水封斗式定期除渣方式、粒化竖井水力除渣方式。

(1) 水力排渣槽定期除渣方式。目前我国大部分中等容量的固态排渣锅炉上都采用水力排渣槽的除渣方式。炉渣从冷灰斗通过排渣门定期排出,经碎渣机破碎后落入灰沟,由设置在排渣槽内的水力冲渣喷嘴将渣冲走。锅炉灰斗设置熄火喷嘴、冲渣喷嘴,在出渣门外装置摆动的水力喷嘴。这种除渣方式应根据灰渣情况确定是否配备碎渣机,碎渣机以辊式和锤击式的为多数,如图 3.3-10 所示。

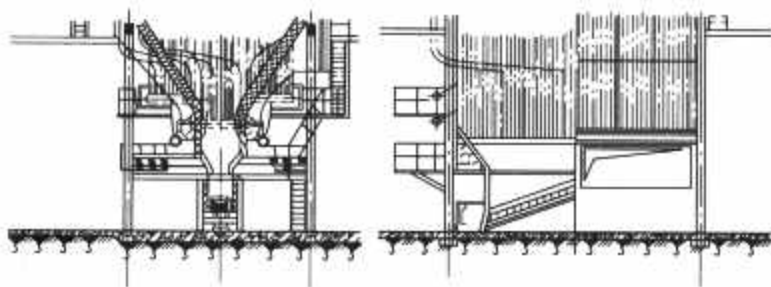


图 3.3-10 水力排渣槽定期除渣方式  
(排渣槽纵向布置)

水力排渣槽定期除渣方式的缺点是排渣门动作不灵活,炉底密封不佳,渣斗内大块焦渣排渣不畅或有渣挡在灰沟上方的栅条( $100\text{mm}\times 100\text{mm}$ )上,电厂运行人员的劳动强度增大等。排渣槽与锅炉水冷壁下集箱的密封一般采用水封、砂封和膨胀节密封三种结构方式。目前广泛采用的仍是水封结构。

(2) 虹吸式水力除渣方式。虹吸式水力除渣是湿式定期除渣的一种方式。它利用虹吸原理定期排水将渣由渣斗中冲走,然后落入渣斗外的碎渣机内破碎,破碎后落入碎渣机下的灰沟后由水冲走。采用这种除渣方式时,锅炉冷灰斗以下



的水密封槽、渣井等结构与其他定期水力除渣方式相类似。配置的设备有碎渣机，利用虹吸原理的高位水箱，有的锅炉上还配有顶渣装置，以便在产生大渣块时将其初碎。实际运行中主要存在的问题是冲渣水压头不足、管道堵塞、炉底漏风大、耗水量大等。因此，目前新建机组基本不用这种除渣方式。

(3) 水封斗式定期除渣方式。水封斗式除渣设备是新型除渣设备之一。其设备和系统主要包括水封斗本体，出渣门，密封装置，碎渣机和气、水控制系统。其主要工作原理为：炉内炽热的炉渣掉入水斗中后，淬碎成细渣，并被冷却，然后定期将这些渣粒（ $\approx 3\text{mm}$ ）排出，其特点如下：

- 1) 淬冷。使炽热的炉渣发生炸裂。
- 2) 缓冲。减少炉渣下落的冲击力，保护渣斗内衬。
- 3) 炉渣在水中的堆积角小，有助于排渣。
- 4) 由于水的浮力，有助于渣的流动。

该除渣方式密封性能好（正常运行时漏风为零），因此提高了锅炉效率，同时也改善了燃烧条件，特别适用于劣质煤锅炉。该设备操作简便、劳动强度低、安全可靠、容易实现程控。图 3.3-11 为我国配 300MW 机组的锅炉水封斗式定期除渣设备。

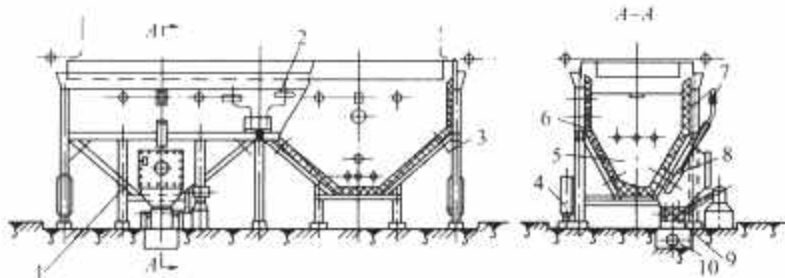


图 3.3-11 我国配 300MW 机组的锅炉水封斗式定期除渣设备  
1—三位四通阀；2—溢流口；3、5—喷嘴；4—储水罐；  
6—渣斗；7—平衡管；8—排渣门；9—碎渣机；  
10—喷射泵

水封斗本体的常用形式有 V 形、双 V 形（W 形）或 3V 形三种。渣斗壁的倾斜角度  $\alpha$  为  $35^\circ \sim 55^\circ$ ， $\beta$  为  $30^\circ$ ，如图 3.3-12 所示。炉渣依靠自身的重力从渣斗中排出。其上部四周设置水密封槽，与锅炉冷灰斗的水冷壁管密封焊接的插板插入密封槽的水面以下来实现炉底密封。采用双层不锈钢丝作为防护围带，能够有效阻挡炉内渣块落入水封槽内，同时也吸收了部分辐射热，改善水封插板的工作条件。定期除渣时，将高压水接至喷射泵，启动碎渣机，打开液压控制的排渣门，灰渣从渣斗排出，通过碎渣机落入灰渣沟中，然后用激水喷嘴将灰渣冲出。排渣完毕后，排

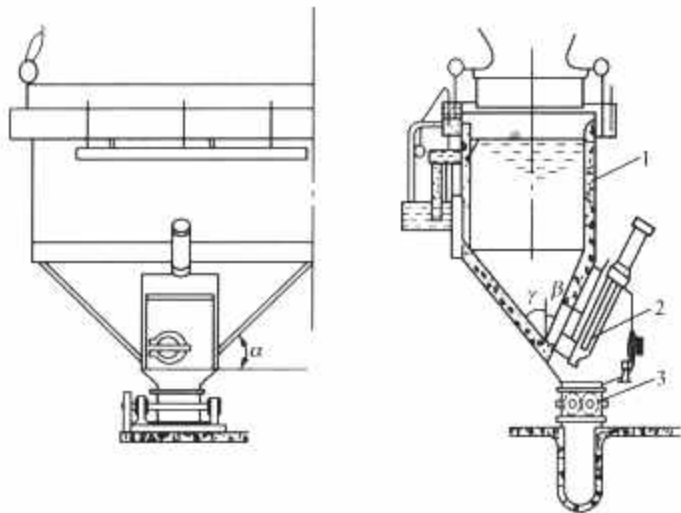


图 3.3-12 水封斗式渣斗的基本结构  
1—渣斗；2—排渣门；3—碎渣机

渣门自动关闭。

排渣门位于渣斗下部炉后侧的斜面上，一般每个 V 形斗上设置一个排渣门。排渣门启闭的动力由气缸、活塞等部件提供。气缸的工作介质为压缩空气和水。这种联合系统使开启闸门时缓慢平稳，关闭动作迅速。

水封斗式除渣设备的水密封槽、渣井等结构与其他定期水力除渣方式相类似，其气、水控制系统应包括渣斗各部位的水喷嘴、密封槽内水喷嘴的用水、排渣门启闭的动力用水和空气的系统。

(4) 粒化竖井除渣方式。该除渣方式常用于液态排渣锅炉上，如旋风炉等。从锅炉炉底下部渣栏流下来的一股液态渣，通过渣井落入粒化水箱中，经过冷碎、粒化后呈小块渣团，由压力水冲出粒化水箱，经过渣槽冲入渣沟，最后注入锅炉房外的沉渣池。经过沉渣后，将沉渣捞除，其大量的水又可返回重新利用。该除渣方式可以设置碎渣机，也可不设碎渣机。带有碎渣机的粒化竖井水力除渣系统如图 3.3-13 所示。

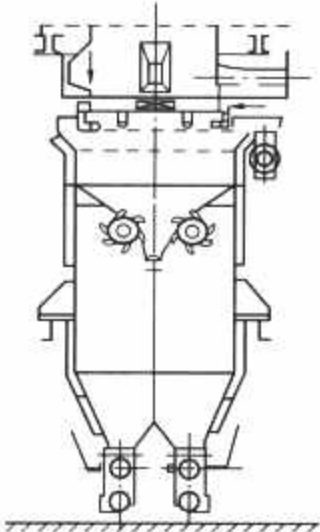


图 3.3-13 带有碎渣机的粒化竖井水力除渣系统

4 碎渣机

碎渣设备是锅炉除渣系统中的极其重要的设备。它的运行性能直接影响到整个除渣系统以至锅炉的正常运行，故碎渣设备的正确选型、设计与运行是十分重要的环节。

从破碎的过程及其实质来看，物料破碎的方法可分为压碎、劈碎、折断、磨削及击碎等五种。目前采用的破碎设备往往是上述几种方法的联合作用。从破碎原理或破碎方法来看，碎渣设备基本可分为颚式破碎机、圆锥破碎机、辊式破碎机、冲击式破碎机、磨碎机。

电站锅炉除渣系统中所采用的破碎设备即碎渣机最常见的主要有辊式和冲击式破碎机两类。这两类破碎设备的进一步分类见表 3.3-2。

表 3.3-2 辊式、冲击式破碎机的分类			
辊 式	平滑辊面（仅为对辊或四辊）		不常用
	齿 辊	单辊式	常用
		双辊式	常用
		多辊式	不常用
冲击式	锤击式		常用
	反击式		常用
	笼式		不常用

4.1 辊式碎渣机

辊式碎渣机的破碎过程主要利用压碎的原理。灰渣经慢速转动的辊（齿）间或辊（齿）与机壳的挤压、剪切而成为小颗粒。通过调整辊子的转速来保证最大的生产能力时具有最小的功率消耗和最均匀的粒度。

电站锅炉上作为碎渣用的辊式破碎机主要是齿辊式。其中，单齿辊和双齿辊式又是最常用的破碎机，结构简单、轻便、工作可靠。

### 4.1.1 单齿辊碎渣机

单齿辊碎渣机的基本结构如图 3.3-14 所示。根据结构不同，单齿辊碎渣机可分为固定颚板式和可让颚板式单齿辊碎渣机；根据齿的形状不同，单齿辊碎渣机又可分为刀齿式、钉齿式和锯齿式等几种。

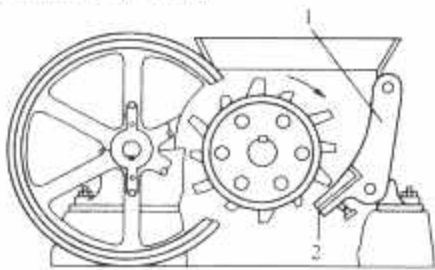


图 3.3-14 单齿辊碎渣机的基本结构  
1—调整板；2 防磨板

齿辊的齿一般都设计成可拆卸的，然后用螺钉固定于辊子上。这样，当某个齿磨损或损坏后可单独拆下更换新的（见图 3.3-15）。因为齿辊碎渣机最常见的故障是它的齿与外壳的磨损和齿的断裂问题。为减轻磨损，齿表面都必须作硬化耐磨处理，在壳体内壁装设耐磨颚板（或砧）。主轴的两端采用滚动轴承，机壳与主轴间加水封结构，轴封水压力为 0.1~0.4MPa。有的可设计成偏心单辊，当碎渣辊是由数块齿扇组装而成时，宜采用锯齿形或钉齿形；当碎渣辊在圆周上为整体结构时，多采用刀齿型。前者拆换方便，便于制造和维护，破碎大块硬渣时也不容易卡住，所以目前采用较为广泛。我国首台引进型 300MW 和 600MW 锅炉即采用可拆卸式锯齿形（CE830 型），单齿辊为  $\phi 580\text{mm} \times 762\text{mm}$ ，辊子转速约为 16.5r/min，电动机功率为 7.5kW，破碎后的灰渣最大粒径为  $\phi 50\text{mm}$ ，碎渣机出力为 65~100t/h，轴封水压力为 0.1~0.2MPa。可以自动控制、人工遥控和就地操作。当自动控制时，若渣块过大或过硬卡件时，碎渣机会自动反转，反转后再正转直到顺利运行；若完成正转—反转三次反复循环，而碎渣机仍卡住时，则警报器将发出警报，自动停机。

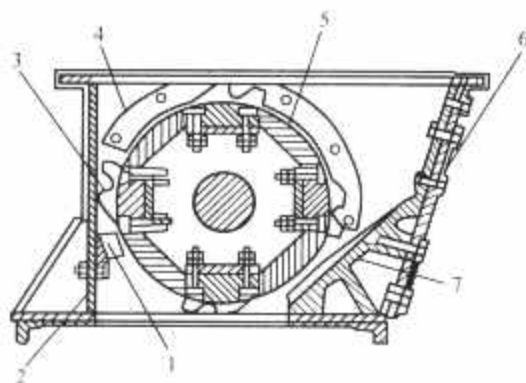


图 3.3-15 可拆卸式齿  
1—颚板；2—壳体；3—锤子部分；4—防磨端板；  
5—无锤部分；6—可拆卸的检查用板；7—砧

### 4.1.2 双齿辊式碎渣机

双齿辊式碎渣机与单齿辊式一样，一般用于脆性物料的破碎，但它也能顺利地处理黏性和潮湿的物料。

双齿辊碎渣机除渣方式每隔 4h 定期除渣一次，也可以连续除渣。碎渣机出力约为 6t/h，可适用于 75~220t/h 锅炉。破碎粒度小于  $\phi 50\text{mm}$ 。这种形式的碎渣机为低速转动（3~33r/min），工作性能平稳可靠，对灰渣的适应性较好。但存在如下问题：对大块硬渣不能破碎，易卡住齿辊；轴承距壳体较近，灰水易渗漏入轴承内部；齿形是整体形，磨损后必须将辊轮轴抽出，以更换轮齿；减速箱为齿轮传动，外形尺

寸较大，现在大多将齿形改为短齿的锯齿形，整体式改为可拆卸式。对于齿轮的磨损问题，可采用 ZG35 II 材料，齿表面进行喷涂处理。为防止齿轮被大渣或硬焦卡住，保护电动机和碎渣机的安全，采取如下保护措施：机械传动采用液力耦合器；运行控制方面采用正反转排除故障和防止电动机过载。除此之外，碎渣机同捞渣机一样在渣水磨损、腐蚀等恶劣条件下工作，故必须采取措施对转动部位轴承进行保护。目前通常采用 0.1~0.3MPa 压力工业水水封的办法。

为了减小碎渣机减速器体积和重量（其体积与重量为普通减速器的 1/2~1/3），提高传动比和效率（ $\eta=0.9\sim 0.97$ ）、增加使用寿命和过载能力，现已大多采用新型摆线行星齿轮传动方式。图 3.3-16 所示的可移动式双辊碎渣机的特点是其中一个滚筒设计为可移动式，装有弹簧、可动轴承，一旦有大块硬焦，该筒中心线可拉大，以便让大渣通过。

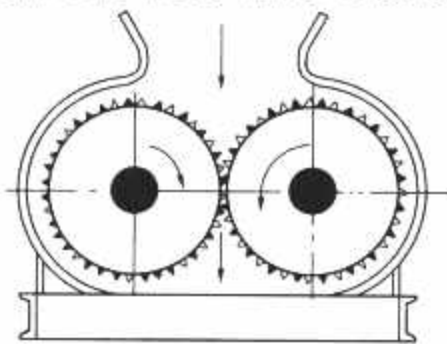


图 3.3-16 可移动式双辊碎渣机

双辊碎渣机台数、布置方式与锅炉容量的关系见表 3.3-3。100~300MW 锅炉的双辊碎渣机一般都与裂化水箱配合使用。

表 3.3-3 双辊碎渣机台数、布置方式与锅炉容量的关系

锅炉容量 (MW)	双辊碎渣机台数 (台)	碎渣机布置方式
6~12	1	纵向 <sup>①</sup>
50~100	2~3 <sup>②</sup>	横向 <sup>③</sup>
200	2~3	横向
300	2~4	横向

① 纵向即双辊轴线与前后墙水冷壁垂直。

② 横向即双辊轴线与前后墙水冷壁平行。

③ 适用于多灰分低发热量的劣质煤。

### 4.2 冲击式碎渣机

冲击式碎渣机是利用击碎原理制成的破碎设备。由于物质的抗冲击强度比抗压强度要小十几倍，因此，冲击式破碎设备比辊式破碎设备等要少耗动力（电能），一般能节省 50%~80%。另外，这种设备结构简单、制造方便、产品粒度均匀。

冲击式破碎设备主要有锤击式、反击式和笼式三种形式，目的在电站锅炉除渣系统中较多见的是前两种。

#### 4.2.1 锤击式碎渣机

锤击式碎渣机是一种较古老的碎渣设备，其基本结构如图 3.3-17 所示。这种碎渣机的主要部件有飞锤和栅格。落

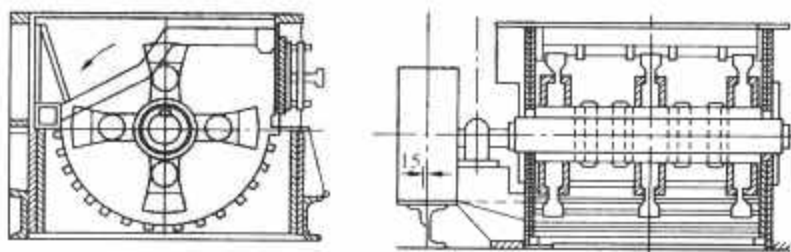


图 3.3-17 锤击式碎渣机基本结构



入机内悬空的渣块被高速旋转的飞锤猛烈反复撞击而破碎，同时也产生焦块之间的撞击和渣块飞向栅格时的撞击破碎。落到栅格上的渣块还被飞锤所挤压、磨碰，然后经栅格落下。

(1) 飞锤。飞锤是这种破碎机中的主要部件之一，又是最易磨损的零件，必须用耐磨硬质材料制造，通常用锰含量12%~14%的锰钢或高碳钢为材料。飞锤的结构形状对碎渣机的生产和使用期限有很大影响。图 3.3-18 所示为某电厂对飞锤改进前后的两种结构。

改进前，由于灰渣的强烈磨损使耳板被磨薄甚至磨穿，造成飞锤脱落。改进后的结构其使用效果要好得多。

飞锤的大小与碎渣机的出力、转子转速、破碎比等有关，其选取原则是使飞锤在转动时产生的动能等于破碎物料所需的打击功。

目前，国内普遍采用的锤击式碎渣机多用5列飞锤，每个飞锤重为10kg，飞锤安装外径为 $\phi 630 \sim \phi 650\text{mm}$ ，转子转速有750、870、1000r/min，电动机功率为7.5、10、17kW，飞锤圆周速度为20~40m/s。

(2) 栅架与栅格。上部栅架与下部栅格是锤击式碎渣机的另外两个重要部件，它们的作用是控制碎渣机的出力和破碎粒度的大小。栅架与栅格的典型结构如图 3.3-19 所示。材料用锰钢或铸钢。栅格的断面形状常为矩形或近似梯形。栅格在机体下半部圆周上与转轴方向平行均匀排列；而栅架的单条方向则与轴向垂直。如运行时发现渣块排不出，甚至堵塞在碎渣机内，则可以割掉部分栅格，使沿飞锤旋转方向的栅格间隔逐渐加大。

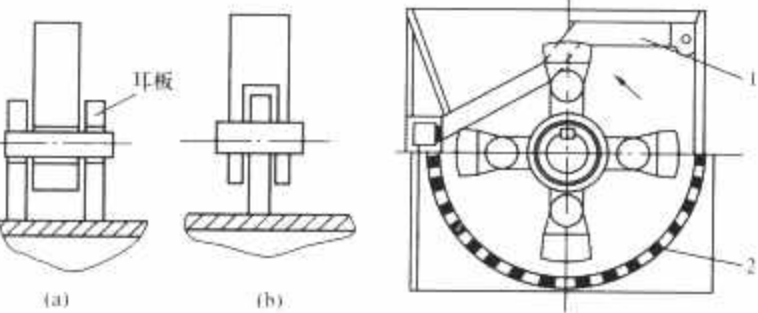


图 3.3-18 飞锤的结构 (a) 改进前；(b) 改进后 图 3.3-19 栅架与栅条的布置 1—栅架；2—栅格

锤击式碎渣机的台数与锅炉容量关系大致与双辊碎渣机相同。

4.2.2 反击式碎渣机

反击式碎渣机的工作原理与锤击式碎渣机基本相同，但它除了利用飞锤对灰渣的撞击之外，同时还利用灰渣在反击板上的撞击破碎，它的基本结构如图3.3-20所示。

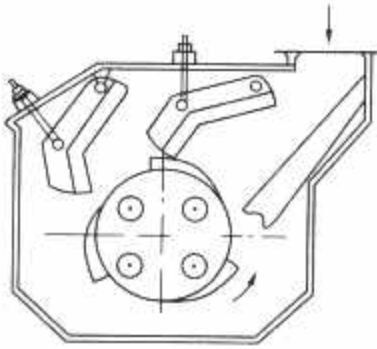


图 3.3-20 反击式碎渣机的基本结构

反击式碎渣机主要由机体、反击板和转子组成。其工作参数主要是转子的转数和转子上的板锤数。转子转数决定于板锤所需要的圆周速度和物料所需的破碎细度。转速越高、破碎的细级别含量越多。板锤数目与转子直径有关。一般来说直径小时，板锤数可少些。另外，物

料较硬或要求破碎比大的，可适当增多锤头数目。

反击式碎渣机具有体积小、质量轻、结构简单、耗电少等优点。它的主要问题是板锤和打击板的磨损，另外它的转子要求精确平衡，否则将发生强烈振动。

反击式碎渣机目前在中小型锅炉上还有采用。

4.2.3 其他碎渣设备

在电站锅炉除渣系统中，除上述各种碎渣机外，还有一些其他碎渣设备，如顶渣器等。顶渣器的功用与上述几种碎渣机有所不同，它主要用于初破碎，并且一般需与上述某一种碎渣机联合使用。

5 除渣设备容量的确定

除渣设备的容量主要是按照锅炉在各种燃烧方式或排渣方式下的排渣量占锅炉总灰渣量的多少来确定的。各种排渣方式下锅炉的排渣量见表 3.3-4。

表 3.3-4 各种排渣方式下锅炉的排渣量

	燃烧方式或炉膛形式		设计排渣量占锅炉总灰量份额 (%)
固态排渣	煤粉炉		10~50
	链条炉		70~85
	抛煤机炉		60~75
液态排渣	煤粉炉	开式炉膛	20~35
		半开式炉膛	30~45
	旋风炉	卧 式	80~85
		立式前置	无烟煤 50~60 其他煤种 60~80
		立式下置	褐煤 80~85

该表中固态排渣煤粉炉的排渣量占总灰量的份额(10%~50%)是随燃用煤种的不同而异：对无烟煤可取10%；对低和中等挥发分的烟煤，宜采用10%~20%；对高挥发分烟煤，则采用15%~30%；对褐煤，宜采用30%~50%。

## 第4章 蒸 发 系 统

在带汽包的锅炉，蒸发系统主要由下降管系统、汽包及其内部装置、蒸发受热面系统组成。在直流锅炉或复合循环锅炉中主要由供水管系统、分离器（部分炉型有）、蒸发受热面系统组成。

本章所涉及的蒸发受热面主要指受热炉膛火焰直接辐射的水冷壁。

### 1 锅炉循环方式、基本原理及其特点

#### 1.1 自然循环锅炉

##### 1.1.1 自然循环工作原理

自然循环锅炉工作原理如图 3.4-1 所示。

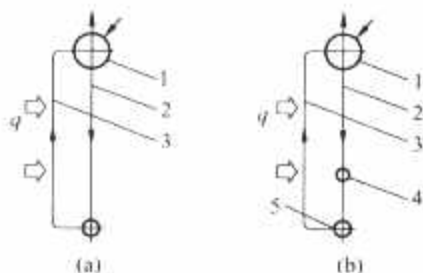


图 3.4-1 自然循环锅炉工作原理  
1—汽包及其内部装置；2—下降管；3—上升管；  
4—循环泵；5—节流孔

##### 1.1.2 自然循环特性曲线

为确定循环回路的水流量和其相应的流阻等，需绘制自然循环特性曲线。目前手册和教科书中出现两种曲线，为避免误解，分述如下：

(1) 压差法。利用稳定流动时，下降和上升部分的总压差相等原理，绘出具有共同下降管和若干平行垂直上升管（或管排）的“自然循环特性曲线”，如图 3.4-2 (a) 所示。

图 3.4-2(a) 中曲线  $Y_s = f(G)$  和  $Y_r = \phi(G)$  的交点即为该回路的工作点，同回路并联各管（或子回路）的工作压差  $Y_0$  相同，但由于吸热量和阻力不同，流量不一定相同。

(2) 有效压头法。利用稳定流动时循环回路的有效压头等于下降管阻力的原理，可绘制出另一种“自然循环特性曲线”，如图 3.4-2 (b) 所示。

图 3.4-2(b) 中曲线  $\Delta p_s = f(G)$  与  $S_{gr} = \phi(G)$  的交点即为该回路的工作点，同回路并联各管（或子回路）的有效压头  $S_{gr0}$  值相等，与压差法同理，流量不一定相同。

上述两法，均出自同一个稳定流动下的平衡方程式，仅是选取的 2 个变量不同而已，无本质区别。

##### 1.1.3 自然循环特点

(1) 自然循环。自然循环指靠回路自生动力而无须任何外力而形成的汽水循环，这是自然循环锅炉得到广泛应用的关键。

(2) 自补偿能力强。当循环回路的吸热量增加时，运动压头的增加幅度大于流动阻力的增值，从而使回路中循环水量增加，称为自补偿能力。在自然循环锅炉中，因循环倍率

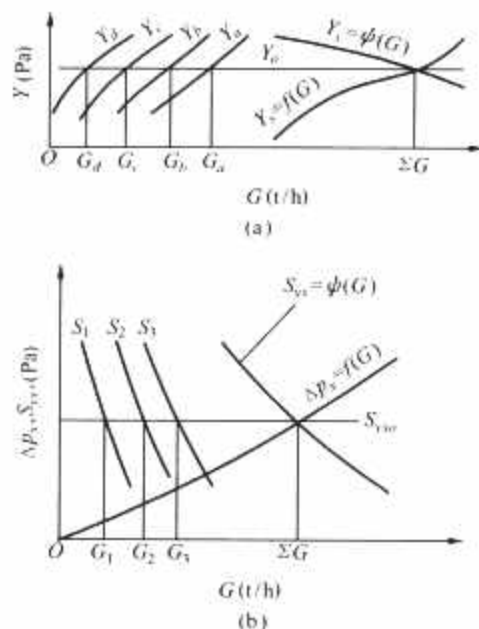


图 3.4-2 自然循环特性曲线  
(a) 压差法；(b) 有效压头法

大、上升管流动阻力小以及回路入口处无节流圈（或节流阀）等原因使其自补偿能力强，通常情况下，不易出现传热恶化。

(3) 压力适应范围广。随着锅炉容量增大，汽包内压力也相应增大，产生运动压头的水汽密度差减小，而汽水阻力明显增大。表 3.4-1 中列出了不同容量燃煤锅炉循环回路数据比较，若以 35t/h 炉为基准，1000t/h 炉容量增到 28.5 倍，周界流通面积仅增到 2.15 倍，而水汽密度差减小到 0.457 倍。显然，循环倍率大大减小，容易出现膜态沸腾，危及锅炉安全，甚至影响到自然循环的适用范围，不少外国公司曾把自然循环限于较低压力。随着技术进步，尤其是内螺纹管的使用，使防止膜态沸腾的能力极大地提高，国内外目前使用的自然循环炉的汽包压力已高到约 20.2MPa。

(4) 容量适应范围大。通过对 DG 1025/177-2 型 300MW 机组锅炉进行不同内径下的水循环计算，部分结果列于表 3.4-2（表中出口干度  $x$  及以下几项均指该炉某一回路最危险区段的值），由表看出，水冷壁管内径  $d_n$  从正常的  $\phi 0.0485\text{m}$ （该炉使用值）减到  $\phi 0.034\text{m}$ ，相当于截面减小一半，此时  $D/F_s = 1888\text{t}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ ，而采用内螺纹管时膜态沸腾裕量  $\Delta r = 0.34$  是足够安全的。若管径  $d_n = 0.0485\text{m}$  及管子节距不变，锅炉容量从 1000t/h 上升到 2000t/h（配 600MW 机组），周界增大到约 1.4 倍， $D/F_s$  增至约 1445t/(h·m²)。按此类推 4000t/h 锅炉（配 1200MW 机组）周界约是 1000t/h 锅炉的 2.38 倍（按双炉膛考虑），则  $D/F_s$  增至约 1700t/(h·m²)，由表查得相应  $d_n \approx 0.035\text{m}$ ， $\Delta r \approx 0.364$ （内螺纹管）是足够安全的，何况尚未计及回路增高与管径增大带来的好处。因此，自然循环方式本身容量适应范围极广，但由于制造、运输和安装等条件，对容量还是有所限制。目前世界上最大的自然循环锅炉为配 875MW 机组、容量约 2780t/h 的锅炉（汽包设计压力约 20.5MPa）。



表 3.4-1 不同容量燃煤锅炉循环回路数据比较

名 称	单 位	锅 炉 容 量(t/h)								
		35	75	130	220	300	410	670	1000	2000
汽包压力(绝对)	MPa	4.41	4.41	4.41	11.18	10.98	11.37	15.29	19.41	19.61
饱和水与饱和汽密度差	kg/m <sup>3</sup>	767.54	767.54	767.54	604.96	609.5	599.9	498.0	351.2	341.5
回路高度(汽包与水冷壁下集箱中心差)	m	13.35	22.9	23.09	29.25	31.6	37.3	46.5	58	69
炉膛尺寸(宽×深)	m	3.99×	5.12×	6.225×	7.584×	8.832×	9.664×	11.92×	13.335×	18.974×
		3.99	5.12	6375	7.584	7.296	8.640	10.88	12.829	16.535
管子根数	根	248	304	336	360	440	544	546	662	908
管子规格(外径×壁厚)	mm	φ60×3	φ60×3	φ60×3	φ60×5	φ60×5	φ60×5	φ60×6	φ63.5×7.5	φ63.5×7.5
炉膛周界流通面积	m <sup>2</sup>	0.568	0.696	0.769	0.707	0.864	1.068	0.988	1.223	1.677
以 35t/h 为 1 的容量比	—	1	2.14	3.71	6.29	8.57	11.71	19.14	28.57	57.14
以 35t/h 为 1 的密度差比	—	1	1	1	0.788	0.794	0.782	0.649	0.458	0.445
以 35t/h 为 1 的回路高度比	—	1	1.715	1.73	2.19	2.37	2.79	3.48	4.34	5.17
以 35t/h 为 1 的周界流通面积比	—	1	1.23	1.35①	1.24	1.52	1.88①	1.74	2.15	2.95

① 由于压力升级、管子内径减小,以及各炉的热力指标选取差别较大,出现容量小、比容量大的炉子周界流通面积大的现象是正常的。

表 3.4-2 DG 1025/177-2 型锅炉不同管径下部分水循环计算结果

子内径 $d_0$ (mm)	60	48.5	47	46.2	40	35	34	33	33②	32	32②	31	31②	30
蒸发量 $D$ (t/h)	957	957	957	957	957	957	957	957	1028	957	1028	957	1028	957
循环水量 $W$ (t/h)	5872	4708	4532	4443	3603	2874	2725	2576	2612	2430	2461	2283	2242	2136
循环倍率 $K$	4.571	3.947	3.828	3.767	3.168	2.611	2.492	2.372	2.254	2.253	2.137	2.131	1.966	2.007
上升管流通截面蒸发量 $D/F_0$ [t/(h·m <sup>2</sup> )]	687	1011	1069	1100	1418	1793	1888	1990	2124	2102	2244	2225	2368	2539
出口干度 $x$	0.220	0.267	0.273	0.279	0.333	0.426	0.45	0.479	0.511	0.510	0.546	0.549	不合理	不合理
临界含汽率 $x_{lj}$	0.322	0.316	0.315	0.313	0.294	0.234	0.218	0.20	0.153	0.181	0.132	0.157		
膜态沸腾裕量 $\Delta r$	0.102	0.049	0.041	0.034	-0.038	-0.193	-0.232	-0.28	-0.357	-0.329	-0.414	-0.392		
用内螺纹管后 $\Delta r$	0.66	0.583	0.577	0.571	0.497	0.364	0.34	0.311	0.249	0.25	0.154	0.211		
各小回路状况①	正常	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	不正常	不正常

① 不正常是指个别回路出现循环倍率小于 1 的情况。

② 热负荷比其他工况增加约 7%。

(5) 金属耗量较大。为减小流阻保证水循环正常,采用了较大直径的水冷壁管、引出管及下降管,由于水冷壁管从汽包前后中下部引入也造成汽包标高较高,相应汽包容积也需大一些。因此,不仅蒸发系统,而且钢结构部分金属耗量也增大。

(6) 低负荷适应性良好。对自然循环锅炉水循环的长期理论与实践的研究,可以认为,只要锅炉在最高负荷和压力下水循环是安全可靠的,通常在低负荷时,且热负荷不是过大时,不会出现停滞、倒流或膜态沸腾,即使在启动初期,个别管出现停滞、倒流,由于热负荷极低,也不会有危险。尤其超高压以上锅炉,低负荷的适应性更好,表 3.4-3 列出了 DG 1025/177-2 型锅炉不同负荷下部分水循环计算结果,由表可看出,循环水量随负荷下降略有下降,而循环倍率大大提高,增加了安全性。

表 3.4-3 DG 1025/177-2 型锅炉不同负荷下部分水循环计算结果

锅炉负荷① (%)	汽包压力 (MPa)	汽包蒸发量 (t/h)	循环水量 (t/h)	循环倍率
100	18.63	963.91	5118	4.34
70	17.65	664.11	4987	5.98
50	17.25	467.77	4727	7.64
30	16.96	288.77	4368	10.41

① 指额定负荷的百分数。

1.2 控制循环锅炉

1.2.1 控制循环工作原理

控制循环回路主要增加了循环泵,起增加运动压头的作

用。为控制流量，在上升管入口装有节流孔圈。其他原理同自然循环。

### 1.2.2 控制循环特性曲线 (见图 3.4-3)

图 3.4-3 中  $\Delta p_{li}$  是整个回路的流动压降 (其中下降管中的重位压差取负值)，已包括通过循环泵、节流孔圈等处的阻力， $\Delta p_b$  是循环泵的压头。不难看出，对于自然循环锅炉，稳定工况下  $\Delta p_{li}=0$ ，而在控制循环中的  $\Delta p_{li}$  值，是指靠自身运动压头还不够的那部分阻力值，所以需引入循环泵使之达到平衡，保证循环进行，图中两曲线交点即为工作点 ( $\Delta p_0$ )。

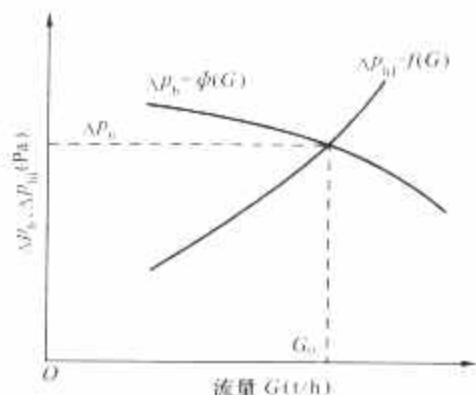


图 3.4-3 简单控制循环回路的特性曲线

假若若干个不同并联回路合用一台循环泵，则其特性曲线要复杂得多。现代大型控制循环锅炉，通常几台泵接入同一个大直径下集箱，使之各处的工质压力近乎相等，各上升管通过节流孔圈，按预定的热负荷分配曲线，人为地控制流量分布，上升管间的压降差别，通过节流孔圈使之平衡，从而把极复杂的回路变成相当于图 3.4-3 的简单回路，简化了设计。当然，为了使上升管压降与总流量同循环泵匹配以及变工况等，仍然有相当复杂的计算工作量。

### 1.2.3 控制循环特点

(1) 蒸发系统布置比较自由。控制循环锅炉是利用循环泵提供额外辅助循环动力。因此，炉膛断面的选取比较自由，不太受周界大小的约束；某些锅炉为了保证省煤器不沸腾和锅炉整体汽水系统设计上的需要，还可以在尾部布置水平式蒸发受热面；能满足特种形式锅炉对蒸发受热面布置上的特殊要求，例如在一些废热锅炉中，也可以按工艺流程需要采取卧式布置。

(2) 启停快。采用循环泵后，蒸发系统内各部分允许有较高的阻力，这就为汽包内部的布置提供了有利条件。锅炉汽包的汽水空间内布置有内夹套，由水冷壁来的汽水混合物从汽包的顶部处引入，通过汽包内壁和夹套之间的夹层向下流动而进入涡轮式分离器进行一次分离，这是控制循环锅炉结构上的重要特点。由于汽包内壁全部与同一温度的相同介质接触，因而不论在任何工况下，汽包上下壁的温度是一致的，这就极大地改善了锅炉受压件中最重部件的温度工况，为加快启停速度和提高变负荷速率创造了条件，再加上下面 3、4 两条所述，综合形成了控制循环锅炉启停与变负荷均较快的特点。

(3) 先循环，后点火，水冷壁膨胀均匀。

(4) 熄火后，保持循环，蒸发系统得以强制冷却，利于事故处理。控制循环锅炉在熄火停炉后，一台炉水循环泵仍保持运行，炉水继续循环；同时送风机、引风机也继续运行。这样使整台锅炉，特别是蓄热量最大的循环系统得到强制冷却，加速了停炉过程，对事故处理尤为重要。

(5) 容许较低循环倍率。内螺纹管膜态沸腾的临界含汽率远高于光管，通过节流孔圈可以控制各上升管的流量，以

使冷态或低负荷时流过水冷壁的质量流速反而高等，使蒸发系统总循环倍率降到 2~2.5，个别回路可以小于 2，同样确保安全运行而不出现膜态沸腾。这一特点有利于减轻重量与减少循环泵能量消耗。

(6) 金属耗量较少。由以上特点使之水冷壁管径小、汽包短、循环系统重量轻，加之汽包标高可以略低于自然循环锅炉 (其他条件相同下)，因而整台锅炉的金属耗量较少。

(7) 热负荷分布对蒸发系统设计影响较大。与自然循环不同，控制循环由于节流圈及小管径等因素，热自补偿能力较差。因此，热负荷分布曲线的假设是否准确，对水循环安全性影响颇大。事实上，预定的热负荷分布难以完全符合实际情况，即使完全一样的两台锅炉，由于安装、运行、燃料等条件不一样，也难以做到一致。为此，该型锅炉蒸发系统设计中，必须考虑较大的安全裕量，一旦出现热负荷分布与假定不一致时，蒸发系统必须仍然处于安全之中，这在炉膛水冷壁几乎全部采用内螺纹管后，是不难做到的。

(8) 循环泵及其系统必须安全可靠。既然引入循环泵后，带来以上一系列的特点，因而浸泡在高温炉水下的循环泵及其系统的工作是否可靠，直接影响到锅炉的安全性。目前通常采用 1 炉配 3 台循环泵，其中 2 台可带满负荷，1 台作备用。

## 1.3 直流锅炉

直流锅炉是指给水靠给水泵压头在蒸发受热面中一次通过产生蒸汽的锅炉。工质在锅炉内强制流动，并不进行水循环。表 3.4-4 列出了直流锅炉与自然循环锅炉特点的比较。

表 3.4-4 直流锅炉与自然循环锅炉特点的比较<sup>①</sup>


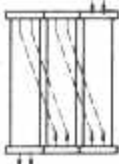


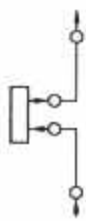
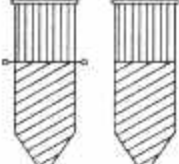
名 称	自然循环锅炉	直流锅炉
压力适应性	亚临界压力及以下	任何压力，更适合于高压以上
金属耗量	大	小
运输	不方便 (主要指汽包)	方便
制造	除汽包外其余蒸发系统制造相对容易	省了汽包，但其余蒸发系统制造有一定难度，尤其是螺旋管圈
安装	方便	不方便 (主要指螺旋管圈水冷壁)
运行经济性	受压力限制难以进一步提高	可采用超临界甚至超超临界压力和二次中间再热，进一步提高热效率
变压运行适应性	良	优：如螺旋管圈 差：如 UP 形和多次上升形
对控制要求	低	高
给水泵功率	小	大
给水品质要求	略低	高
蒸发终点	固定不变	变动
运行调节	蒸发区汽包水位调节	蒸发区出口焓调节
主蒸汽温度与喷水量	与负荷和受热面污染有关	与负荷和受热面污染无关，通过调节煤水比实现，喷水减温仅起瞬时调节作用
启 动	汽包水位与汽包温度梯度必须监督	蒸发器出口汽水分离器中水位必须监督

<sup>①</sup> 控制循环锅炉特点，部分与自然循环类同，部分介于两者之间。

表 3.4-5 列出了直流锅炉五种管屏比较，并给出了结构简图。



表 3.4-5 直流锅炉五种管屏比较

项 目	水平围绕管圈	多次垂直上升管屏	回带管屏	一次垂直上升管屏	下部水平围绕管圈 上部一次垂直上升管屏
结构简图			 水平回带  升降回带		
水动力稳定性	良	优	中	良	良
吸热均匀性	优	差	中	差	良
制造工作量	中	小	大	小	中
金属消耗量	中	大	中	少	中
机组容量的适应性	中	优	中	中（300MW 以下不用）	中
相邻管屏外侧两邻 管子的温差	中	大	大	小	中
对采用膜式水冷 壁的适应性	良	中	差	优	良
对组合安装的适应性	差	优	良	优	中
考虑膨胀支吊的方便性	差	优	差	优	差
对滑压运行的适应性	优	差	水平回带：优	差	优
疏水、排汽的可能性	优	优	升降回带：差	优	优
近期国内推广价值分析	差	差	差	中	良

1.4 复合循环锅炉

复合循环锅炉综合了控制循环锅炉和直流锅炉的特点，与普通直流锅炉的区别在于，通常在省煤器和水冷壁之间装设循环泵、混合器和分配器等，使之在一定负荷（一般在60%~85%额定负荷）以下炉膛水冷壁系统内工质进行再循环，超过此负荷时切换为直流运行方式。

1.4.1 复合循环特点

- (1) 阻力小。
- (2) 工质温压小。
- (3) 低负荷不受限制，启动流量小。
- (4) 水冷壁结构简单。由上述特点，水冷壁可以按垂直管屏设计，内径可以选择稍大，不用或少用内螺纹管，也无需中间混合集箱，对制造和安装都带来方便。
- (5) 滑压运行仅限于超临界压力范围。由于蒸发系统通常由几部分串联而成，低于临界压力时易产生双相流汽水分配不均。

1.4.2 复合循环类型

(1) 全负荷复合循环。即低循环倍率，它是复合循环的特例，全负荷范围内再循环。在全负荷范围内具有固定蒸发终点，水冷壁工质出口平均干度小于1；与控制循环相比，它没有汽包，代之以简单的汽水分离器，额定负荷时的循环倍率为1.2~1.4。与部分负荷复合循环相比，再循环泵略大些，经济性影响不大，但它能较好地防止传热恶化，因此在亚临界参数下，部分负荷复合循环锅炉应用极少，而以全负荷复合循环锅炉代之。该炉型适用于300MW容量、亚临

界参数，可以变压运行。

(2) 部分负荷复合循环。即通常所指的复合循环，比较典型的有美、日采用的CE型复合循环锅炉。该型锅炉外形有各种形式，但燃烧室四壁通常为一次上升的单回路系统，后部烟道也是由单回路一次上升系统构成。倘若有双面曝光水冷壁，通常放在头一个回路。几组回路之间是串联的。图3.4-4所示为典型的超临界压力复合循环锅炉的循环系统。值得注意的是，为何复合循环锅炉不采用变压运行呢？图3.4-5可以说明其原因，图中曲线1为一台超临界定压运行锅炉在不同负荷下的极限质量流速；曲线2的实线部分表示由垂直管构成的定压运行复合循环锅炉的设计质量流速；曲线3是变压运行状态时，汽水分离器内压力随负荷变化曲线，当负荷小于60%时，管内压力小于临界压力，该过渡区容易形成膜态沸腾，为此，其界限质量流速比曲线1大，形成曲线4；曲线5是超临界变压运行直流炉的设计质量流速。这些曲线表明，仅就质量流速控制而言，这类变压运行锅炉不宜采用复合循环，在60%左右负荷采用再循环时，所需的质量流速较高，无法大幅度地减少额定负荷时水冷壁内质量流速，反而带来结构上的不合理。

1.4.3 复合循环连接方式

(1) 串联式。循环泵与给水泵成串联运行。串联式复合循环锅炉的汽水系统及工作原理见图3.4-6。

省煤器出口混合球A点处的压力为

$$p_A = p_C + (p_A - p_B) + (p_B - p_C) \tag{3.4-1}$$

因为循环泵的工作压头为

$$\Delta p_{BA} = p_B - p_A$$

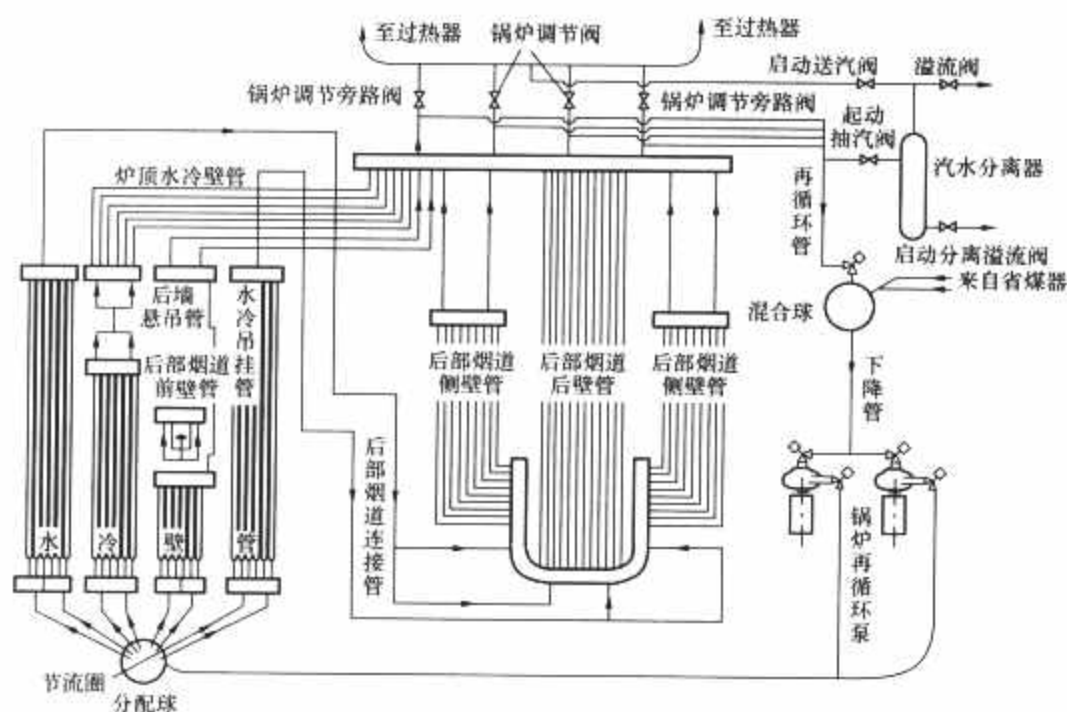


图 3.4-4 典型的超临界压力复合循环锅炉的循环系统

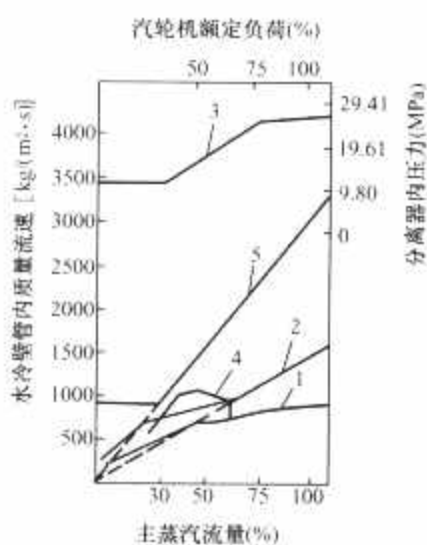


图 3.4-5 超临界机组锅炉

水冷管内的质量流速

1—一定压超临界压力下极限质量流速；2—复合循环锅炉的设计质量流速；3—汽水分离器内压力；4—变压运行区极限质量流速；5—超临界变压运行直流锅炉的设计质量流速

水冷壁的流动阻力为

$$\Delta p_{BC} = p_B - p_C$$

所以式 (3.4-1) 可以写成

$$p_A = p_C - \Delta p_{BA} + \Delta p_{BC} \quad (3.4-2)$$

由上式得出：

1) 当  $\Delta p_{BA} > \Delta p_{BC}$ ，则  $p_C > p_A$ ，再循环管路中就会有循环流量  $D_2$ ，通过水冷壁的流量为

$$D_{12} = D_1 + D_2$$

2) 当  $\Delta p_{BA} = \Delta p_{BC}$ ，则  $p_C = p_A$ ，再循环管路中无流量通过，通过水冷壁的流量  $D_{12} = 0$ ；

3) 当  $\Delta p_{BA} < \Delta p_{BC}$ ，则  $p_C < p_A$ ，这时由于再循环回路上装有单向阀，也无流量通过，通过水冷壁的流量  $D_{12}$  仍等于给水流量  $D_1$ ，此时为直流运行。

图 3.4-6(b) 为复合循环锅炉的流量特性图，表示锅炉不同负荷下通过水冷壁工质的流量。由图分析，得出两种极限情况：

1) 当  $\Delta p'_{CA} = 0$ ，因  $p_C = p_A$ ，再循环管路中流量等于零，即  $D_2 = 0$ 。这时通过水冷壁的流量就等于给水流量，在图中即为  $o'$  点。超过  $o'$  点后， $\Delta p'_{CA} < 0$ ，但因单向阀的作

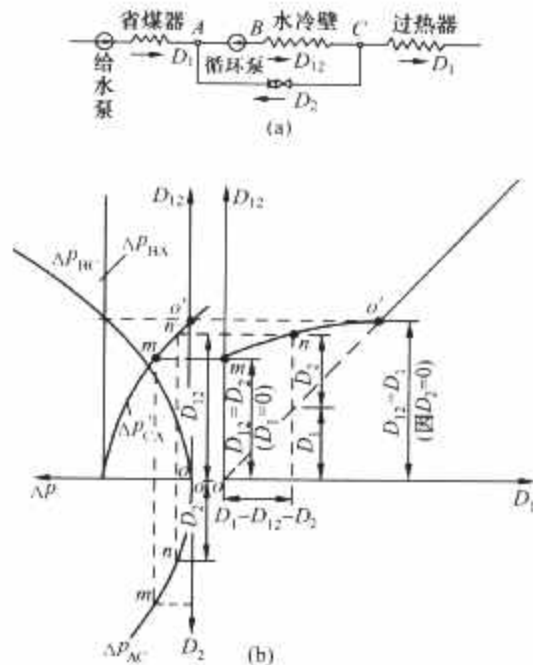


图 3.4-6 串联式复合循环直流锅炉的汽水系统及其工作原理

(a) 汽水系统；(b) 流量特性图

$\Delta p_{BA}$  为循环泵的特性曲线； $\Delta p_{BC}$  为水冷壁的流动特性曲线； $\Delta p'_{CA} = \Delta p_{BA} - \Delta p_{BC}$  为水冷壁管路系统的流动特性曲线； $\Delta p_{AC}$  为再循环管路的流动特性曲线

用，再循环管路中流量  $D_2 = 0$ ，通过水冷壁的流量总等于给水流量。

2) 当  $D_1 \approx 0$  (启动时)，因  $\Delta p'_{CA} > 0$  ( $p_C > p_A$ )，再循环管路中的流量为  $D_2$ ，这也是通过水冷壁的流量，即  $D_{12} = D_2$ ，图中  $m$  点。在  $m$  及  $o'$  之间的任意点，如图中  $n$  点，因  $\Delta p'_{CA} > 0$ ，再循环管路中流量为  $D_2$ ，这时通过水冷壁的工质总流量为  $D_{12}$ ， $D_{12} = D_1 + D_2$ 。

总之，串联式复合循环的流量特性是由循环泵特性、水冷壁流动特性以及再循环管流动特性所决定，设计中主要是组合好上述三个特性，就能获得预期的复合循环流量特性。由图看出，如提高循环泵的工作压头或者降低水冷壁的流动阻力（如采用较低的质量流速）就可把  $o'$  点移向更高的锅炉负荷处，即提高了复合循环负荷。如降低再循环管路的流动阻力，就可以提高  $m$  点，即提高在低负荷下通过水冷壁的工质流量。



(2) 并联式。循环泵和给水泵并联运行。并联式复合循环锅炉的汽水系统如图 3.4-7 所示,其工作原理从略。

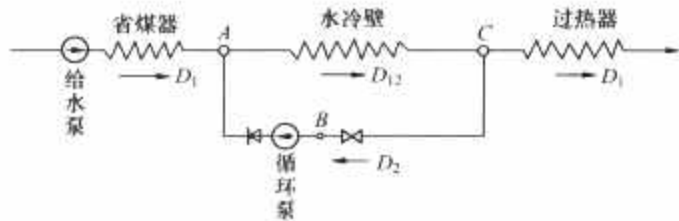


图 3.4-7 并联式复合循环锅炉的汽水系统

当采用相同的循环泵、相同的水冷壁和再循环管道结构时,并联式和串联式的流量特性基本上是相同的,但其他方面存在以下区别:

串联式的再循环泵接在混合球后,适于布置在锅炉下部,目前在超临界复合循环锅炉上运用广泛。

并联式的再循环泵接在混合球前,混合球一般布置在炉顶,以利用混合球后冷工质的重位压头,这就使再循环泵也要放在很高地方,并使泵在抽吸工况下工作,对布置与运行都不利;流量变化幅度大,从 0~D<sub>2</sub>,对循环泵的特性要求高;由于只通过再循环流,加上工质温度高,密度降低,泵所耗功率比串联系统可以降低;若不采取专门措施,则应保证在各种情况下循环泵总有工质通过,因此它较适合于超临界压力低倍率循环锅炉。

基于上述情况,并联系统用得极少,目前流行的复合循环锅炉采用串联系统。

2 蒸发受热面热负荷分配

确定炉膛各部受热面热负荷目的:

(1) 进行水循环计算,从而确定各回路水动力特性。

(2) 确定水冷壁管的计算壁温。众所周知,燃料、炉内燃烧及其热负荷分布是非常复杂的,目前还不能完全用理论公式进行计算,尽管关于炉膛热流分布的数值算法已逐渐

完善与接近实际,但毕竟仍有差距,只可供参考,尚不能作为新设计的依据,目前只能采用经验数据和曲线。

上述两个目的对所求的热负荷分布的要求也不同,前者要求热负荷分布力求符合实际分布状况,以求得各回路各区段的热负荷,从而求得其相应的工质焓值,满足水循环计算;后者要求得到沿高度方向可能达到的最大局部热负荷,以此求得最大计算壁温。

2.1 炉膛壁面局部热负荷的计算方法

2.1.1 一般计算方法

局部热负荷为

q<sub>H</sub> = (Σ q<sub>i</sub> η<sub>r</sub><sup>i</sup> η<sub>r</sub><sup>h</sup> η<sub>r</sub><sup>b</sup> H<sub>1</sub><sup>i</sup> ψ<sub>i</sub>) / H<sub>1</sub> q<sub>1</sub> (3.4-3)

式中: q<sub>H</sub> 为所求部分炉膛壁面的平均局部热负荷, kW/m<sup>2</sup>; H<sub>1</sub> 为所求部分炉膛辐射受热面面积, m<sup>2</sup>; H<sub>1</sub><sup>i</sup> 为将 H<sub>1</sub> 分隔成 n 块面积单元, H<sub>1</sub><sup>i</sup> 为其中任一个炉膛辐射受热面单元面积, m<sup>2</sup> (i=1, 2, 3, ..., n); η<sub>r</sub><sup>i</sup> 为第 i 块单元面积, 炉膛间热负荷不均匀系数 (在表 3.4-6 中查得); η<sub>r</sub><sup>h</sup> 为第 i 块单元面积, 沿炉膛高度热负荷不均匀系数 (在图 3.4-8~图 3.4-12 中查得); η<sub>r</sub><sup>b</sup> 为第 i 块单元面积, 沿炉膛宽度 (深度) 热负荷不均匀系数 (在图 3.4-13~图 3.4-18 中查得); q<sub>1</sub> 为炉膛辐射受热面平均热负荷, 由热力计算确定, kW/m<sup>2</sup>; ψ<sub>i</sub> 为第 i 块单元面积上的吸热能力系数。

假若吸热能力均匀, 式 (3.4-3) 可简化为

q<sub>H</sub> = η<sub>r</sub><sup>q</sup> η<sub>r</sub><sup>h</sup> η<sub>r</sub><sup>b</sup> q<sub>1</sub> (3.4-4)

式中: η<sub>r</sub><sup>q</sup>、η<sub>r</sub><sup>h</sup>、η<sub>r</sub><sup>b</sup> 分别为所求炉膛壁面相应的 η<sub>r</sub><sup>i</sup>、η<sub>r</sub><sup>h</sup>、η<sub>r</sub><sup>b</sup> 的平均值。

通常情况下, 用式 (3.4-4) 比较方便。

表 3.4-6 炉膛间热负荷不均匀系数 η<sub>r</sub>

燃烧器布置位置	单炉膛炉壁受热面			双炉膛炉壁受热面			双面受热
	前 墙	侧 墙	后 墙	前 墙	侧 墙	后 墙	
前墙	0.8	1.0	1.2	0.8 × (2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	1.0 × (2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	1.2 × (2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	0.9
两侧墙	1.2-0.31 $\frac{b}{a}$	1.31-0.2 $\frac{a}{b}$	1.2-0.31 $\frac{b}{a}$				
前后墙油炉	1-0.1 $\frac{b}{a}$	1.1	1-0.1 $\frac{b}{a}$	(1-0.1 $\frac{a}{b}$ ) × (2+1.01 $\frac{b}{a}$ ) / (2+0.9 $\frac{b}{a}$ )	1.1 × (2+1.01 $\frac{b}{a}$ ) / (2+0.9 $\frac{b}{a}$ )	(1-0.1 $\frac{b}{a}$ ) × (2+1.01 $\frac{b}{a}$ ) / (2+0.9 $\frac{b}{a}$ )	0.9
四角	1.0	1.0	1.0	(2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	(2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	(2+1.1 $\frac{b}{a}$ ) / (2+ $\frac{b}{a}$ )	0.9
层燃炉	1.0	1.0	1.0	—	—	—	

注 表中 a—单个炉膛宽度; b—炉膛深度。

除上所述外, 作如下说明:

(1) 平炉顶处的 η<sub>r</sub><sup>q</sup> 按下式计算, 即

η<sub>r</sub><sup>q</sup> = η<sub>r,min</sub> C (3.4-5)

式中: η<sub>r,min</sub> 为按 h/H=1, 在图 3.4-8 中求得的 η<sub>r</sub><sup>q</sup> 值, H 为整个炉膛高度, 即指冷灰斗中心到顶棚管中心的距离; C 为系数, 对燃油锅炉 C=1.3, 对煤粉锅炉 C=1.15。

(2) 斜炉顶可当作前墙的延伸部分来计算, 其 η<sub>r</sub><sup>q</sup>、η<sub>r</sub><sup>h</sup>、

η<sub>r</sub><sup>b</sup> 值均按前墙数据取用。

(3) 热量平衡验算。用上法求得炉膛每一部分平均局部热负荷后, 应按式 (3.4-6) 校验炉膛辐射受热面总吸热量与热力计算是否相符, 若不一致应作适当修正, 使之等式成立, 即

B<sub>0</sub>Q<sub>1</sub> = Σ q<sub>H</sub><sup>i</sup> H<sub>1</sub><sup>i</sup> (3.4-6)

式中:  $q_{H_i}$  为第  $i$  区的局部平均热负荷, 由式 (3.4-3) 或式 (3.4-4) 计算得到,  $\text{kW/m}^2$ ;  $H_i$  为第  $i$  区的辐射受热面面积,  $\text{m}^2$ ;  $B_i$  为计算燃料量 (由热力计算确定),  $\text{kg/h}$ ;  $Q_i$  为炉膛内以辐射方式传递的热量 (由热力计算确定),  $\text{kJ/kg}$ 。

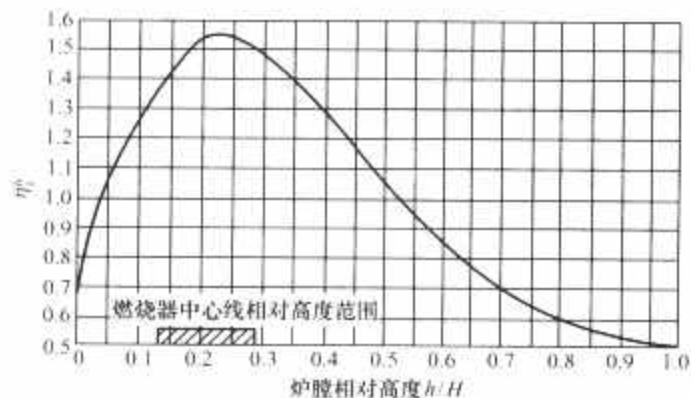


图 3.4-8 前后墙布置燃烧器的大容量油炉的  $\eta$  值

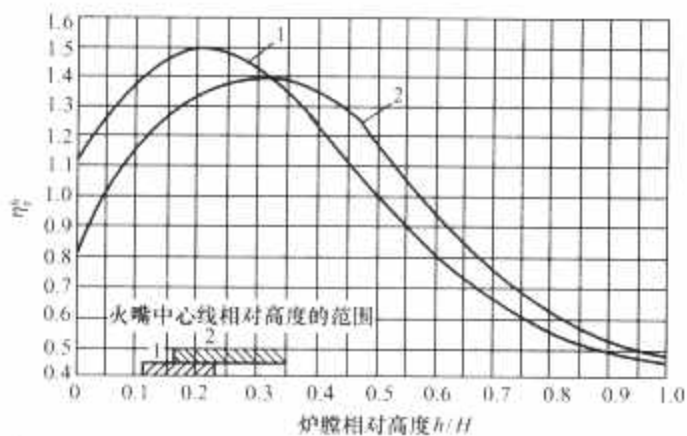


图 3.4-9 前墙布置燃烧器的燃油及天然气锅炉的  $\eta$  值  
1—油; 2—天然气

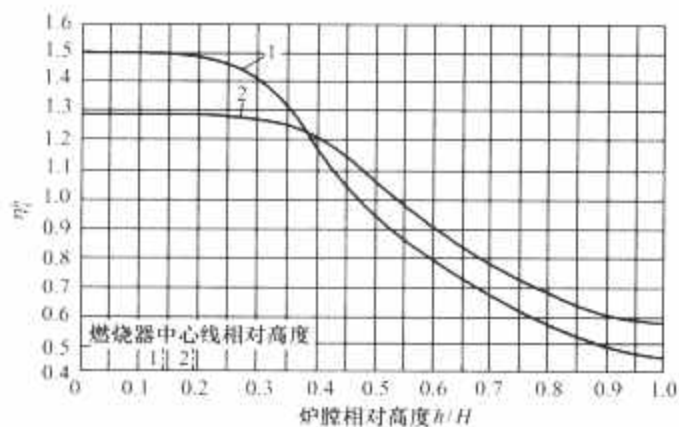


图 3.4-10 四角布置燃烧器液态排渣煤粉炉的  $\eta$  值

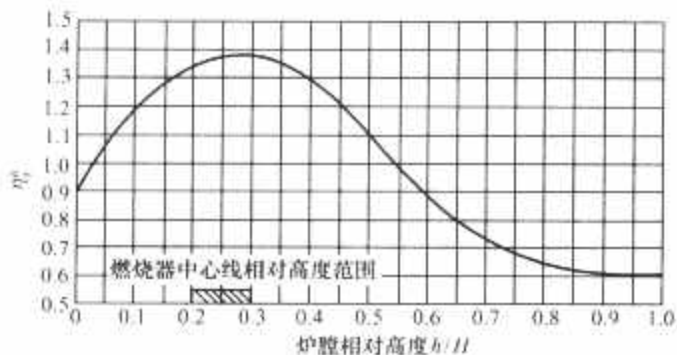


图 3.4-11 前墙布置燃烧器固态排渣煤粉炉的  $\eta$  值

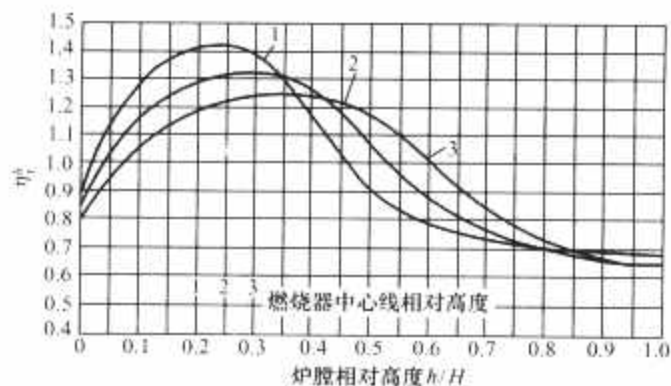


图 3.4-12 四角布置燃烧器固态排渣煤粉炉的  $\eta$  值

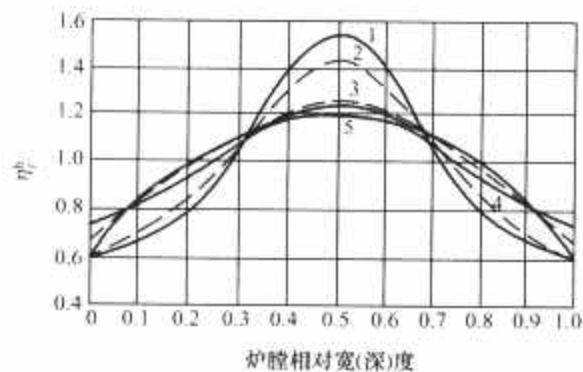


图 3.4-13 燃烧器前墙布置的燃油锅炉  $\eta$  值  
1—侧墙燃烧区范围; 2—整个侧墙; 3—整个前后墙;  
4—前后墙燃烧区范围; 5—炉膛出口处

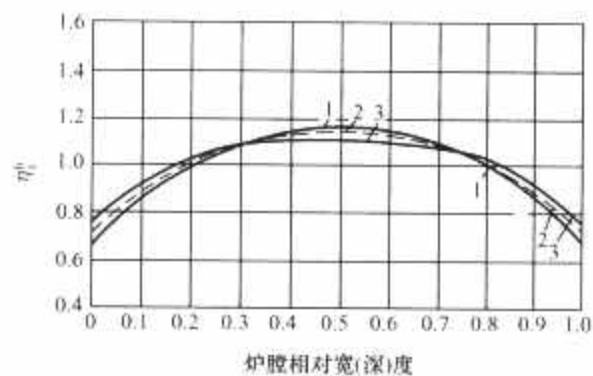


图 3.4-14 燃烧器前后墙布置的燃油锅炉  $\eta$  值  
1—燃烧器区范围; 2—整个炉墙; 3—炉膛出口处

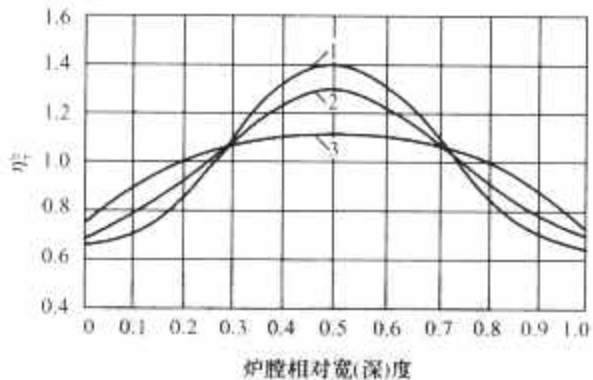


图 3.4-15 四角布置燃烧器液态排渣煤粉炉的  $\eta$  值  
1—燃烧器区范围; 2—整个炉墙; 3—炉膛出口处

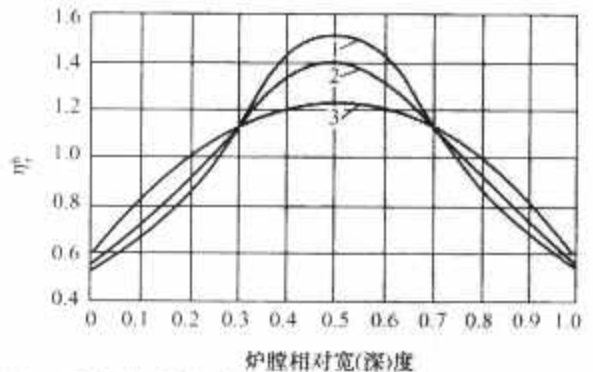


图 3.4-16 前墙布置燃烧器固态排渣煤粉炉两侧墙的  $\eta$  值  
1—燃烧器区范围; 2—整个炉墙; 3—炉膛出口处



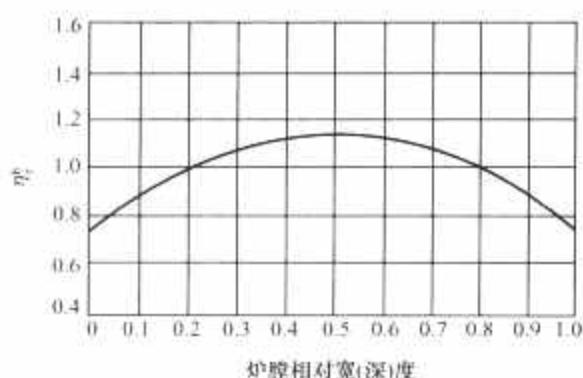


图 3.4-17 前墙布置燃烧器固态排渣  
煤粉炉前后墙的  $\eta$  值

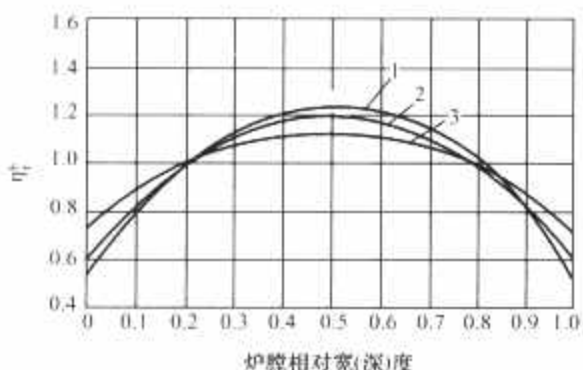


图 3.4-18 四角布置燃烧器固态排渣  
煤粉炉两侧墙的  $\eta$  值

1—燃烧器区范围；2—整个炉膛；3—炉膛出口处

### 2.1.2 适用于水循环计算的方法

一般计算方法中式 (3.4-3) 是个通式, 其中,  $q_1$  是整个炉膛辐射受热面的平均热负荷, 包括过热器和再热器部分的辐射受热面, 而这部分受热面往往处于炉膛吸热份额较低的区域, 因此当计算炉膛蒸发受热面时, 由于  $q_1$  偏小, 而计算出的  $q_H$  值同样偏小, 以此作为水循环计算是不合适的。当然通过式 (3.4-6) 修正, 可以使吸热量趋于正确, 但使计算繁复, 为此提出此法

$$q_H = \eta_r^q \eta_r^h \eta_r^b \zeta H_{1i} \quad (3.4-7)$$

$$q_{1i} = \frac{B_i Q_{1i}}{\zeta H_{1i}}$$

$$\zeta = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_i H_{1i}}{H_{1i}}$$

式中:  $\zeta$  为所求部分炉膛蒸发受热面的污染系数;  $q_{1i}$  为炉膛蒸发受热面平均吸热热负荷,  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ;  $B_i$  为计算燃料量,  $\text{kg}/\text{h}$ ;  $Q_{1i}$  为炉膛蒸发受热面的吸热量 (扣除过热器、再热器吸热量),  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $H_{1i}$  为炉膛总蒸发辐射受热面积,  $\text{m}^2$ ;  $\zeta_i$  为炉膛平均污染系数;  $\zeta_i$  为第  $i$  块蒸发受热面的污染系数;  $H_{1i}$  为第  $i$  块蒸发受热面的辐射受热面面积,  $\text{m}^2$ 。

#### 2.1.2.1 热量平衡验算

由于查图表时确定  $\eta_r^q$ 、 $\eta_r^h$ 、 $\eta_r^b$  等值时不可避免会产生误差, 因此以式 (3.4-7) 求得不同蒸发受热面的平均局部热负荷  $q_H$  后, 应以式 (3.4-8) 验算其总热量是否平衡, 若不等则需进行适当修正使之达到平衡

$$B_i Q_{1i} = \sum_{i=1}^n q_{Hi} H_{1i} \quad (3.4-8)$$

#### 2.1.2.2 双面水冷壁的热负荷分配

双面水冷壁的任一面的热负荷分配见表 3.4-6, 沿炉膛高度与宽度 (深度) 的热负荷不均匀系数、 $\eta_r^q$ 、 $\eta_r^h$  均与其对

应的壁面相同。

#### 2.1.2.3 关于热负荷分布曲线与数值的说明

表 3.4-6 与图 3.4-8~图 3.4-18 是早期较小容量锅炉上得到的数据, 不一定符合目前大容量锅炉的实际运行情况。根据国内外大型锅炉运行实践发现, 四角切圆燃烧, 当有切角存在时, 角部回路吸热量要比图 3.4-15 与图 3.4-18 规定的大, 尤其在切角比较典型的控制循环锅炉上务必要考虑这个因素加以修正, 通常切角面上  $\eta_r^q$  值可取为 1。

### 2.2 沿炉膛高度方向热负荷的确定

此确定系供水冷壁计算壁温用。

前述炉膛壁面局部热负荷的计算方法, 也可以求得最大局部热负荷, 但这仅仅是正常工况, 作为确定水冷壁管计算壁温是不安全的。由于燃料、运行工况多变等因素, 此值高于正常值。图 3.4-8~图 3.4-12 上的数值与分布曲线是指在正常的燃烧工况下的数值与曲线。燃烧运行工况偏离正常时, 不论燃烧器怎样布置, 在一面墙或在炉膛一角, 热负荷会高出 20%, 在炉膛宽度 (深度) 上, 其峰值会在  $(1/4 \sim 3/4)a$  范围内变化。在炉膛高度上, 对燃油、天然气及高挥发分燃料, 其热负荷峰值在上排燃烧器中心线附近; 对低挥发分燃料则在超过上排中心线  $(0.05 \sim 0.1)h/H$  处; 若着火延迟或燃烧恶化, 其位置还要抬高。在分析受热管温度工况时应考虑到这些因素。上述意见考虑到了各种因素, 但作为选取最大局部热负荷及其位置还不够确切。为此, 还可采用“最大局部热负荷法”和“水平带热负荷法”进行计算。

### 3 回路设计原则与主要设计参数选择

自然循环锅炉水循环的安全、可靠性的研究, 一直是大家密切关注和重点研究的课题。几十年电站运行和无数次的试验证明, 低压、中压、高压、超高压甚至亚临界参数的锅炉, 只要设计结构合理, 并考虑到了诸因素的影响, 是不会发生问题的。

直流锅炉的水动力更是各国学者研究的重点。我国在直流锅炉的设计、制造、安装和运行方面, 已积累了许多经验。同样控制循环锅炉也积累了许多经验, 但与自然循环锅炉相比, 锅炉运行实践时间还较短。为此, 本节以下所述, 对直流锅炉和控制循环锅炉而言, 仅限于少数厂家或公司的经验。

#### 3.1 自然循环回路设计原则与主要参数的选择

##### 3.1.1 回路设计原则

###### 3.1.1.1 满足锅炉总体设计和布置要求

炉膛形状与大小应以满足燃烧要求和总体经济性为主, 避免以水循环要求影响总体布置。较长一段时间, 对自然循环锅炉的适用范围 (容量和压力), 许多专家与厂家持不同看法和做法。近几年来, 根据国内外实践与内螺纹管的使用, 可以得出如下结论:

(1) 能满足现阶段电站锅炉发展要求。

(2) 汽包压力可到 20.2MPa, 理论计算与试验分析压力到 20.5MPa 也可以实现正常循环, 当然需进一步实践验证。超过 20.5MPa, 由于物性变化较大, 特别是西安交通大学通过亚临界、近临界两相流沸腾传热特性的试验研究发现, 压力在 20.6~21.6MPa 时, 内螺纹管出现传热严重恶化区, 因此不宜采用自然循环。

###### 3.1.1.2 合理选用流通截面

根据压力、容量选用上升管流通截面  $F_{1i}$ , 下降管、引

出管流通截面  $F_x$ ,  $F_y$  应和  $F_z$  保持适当比例, 以减少流动阻力, 防止上升管中循环水速  $\omega_0$  过低与循环倍率过小, 最终以防止膜态沸腾出现为原则 (高压以下主要以不出现停滞、倒流为主)。当炉膛周界确定后, 上升管流通截面主要由管径和节距确定, 常见的蒸发系统管子外径见表 3.4-7。下降管截面  $F_x$  与引出管截面  $F_y$  两者相比,  $F_y$  对回路阻力影响更大,  $F_z$  影响较小, 所以设计中不必过分追求采用太大的下降管截面以合理使用金属材料。另外  $F_x$ 、 $F_z$ 、 $F_y$  三者保持适当比例, 也是一个经验数据, 不是绝对的, 最终以水循环计算结果为准。

表 3.4-7 蒸发系统管子外径 mm					
循环方式	自然循环				控制循环
压力	低压	中压	高压、超高压	亚临界	亚临界
水冷壁管	51~60	60	60	51 <sup>①</sup> ~76	42~51
下降管	51~108	108~133	159~426	≥508 <sup>②</sup>	325~426
引出管	76~108	108~133	133~159	133~219	133~159

① 51mm 是内螺纹管时才可能用, 但并不推荐用。  
② 若水冷壁管采用内螺纹管或整个循环系统阻力允许时还可以减小。

3.1.1.3 正确划分回路

尽可能采用简单回路, 同一回路各上升管的吸热量与阻力系数应尽量接近, 避免个别管吸热与平均值相差过大。设计中应注意:

- (1) 侧墙前后边回路不宜过宽, 尤其是较小容量锅炉的炉膛高度不高, 而冷灰斗 50°左右斜角使之同一回路两端的管子受热长度差几米, 而沿侧墙宽度方向热负荷分布又不均, 更加剧了受热不均, 低负荷时容易出现停滞, 甚至倒流。
  - (2) 燃烧器喷口周围管子在同一回路中, 各管受热长度与弯头数不同, 设计中应予以注意。
  - (3) 为维持正常水循环, 同一回路中个别管子吸热与平均值的差值建议如下:
    - 1) 超高压与高压不超过 30%。
    - 2) 亚临界压力不超过 10%~20% (对于循环倍率小的应取低值, 循环倍率高的可取高值)。
- 为防止膜态沸腾, 此偏差值应尽量小, 否则需要较大的膜态沸腾裕量, 尤其是亚临界和超高压时此值更不宜太高, 高压以下一般不会出现膜态沸腾, 此值允许大些。

3.1.1.4 防止下降管带汽, 降低凝汽率

- 下降管带汽原因如下:
- (1) 入口流阻和加速产生压降使锅水自汽化。
  - (2) 入口截面上部形成旋涡, 蒸汽被吸入下降管。
  - (3) 汽包分离器中分离出的水带汽, 随锅水一起进入下降管。

凝汽率是指进入汽包给水的欠热、下降管中随着锅水下降流水柱静压头增加使之饱和点提高而引起额外增加的欠热, 以及因其他方面因素, 使汽包和下降管中蒸汽凝结的水量占总循环水量的份额。这部分蒸汽量使之水冷壁单位流通面积的蒸发量  $D/F$  值加大, 也缩短了加热水段的高度, 必然影响到循环特性。通过对一台 300MW 锅炉的不同凝汽率下的水循环计算, 凝汽率对膜态沸腾裕量  $\Delta x$  值的影响见表 3.4-8。

表 3.4-8 凝汽率对膜态沸腾裕量 $\Delta x$ 值的影响							
凝汽率 (%)	0	1	2	3	4	5	6
循环倍率 $K$	4.937	4.705	4.493	4.294	4.115	3.809	3.79
出口干度 $x^{①}$	0.211	0.222	0.232	0.242	0.253	0.267	0.278
临界含汽率 $x_{cr}^{①}$	0.320	0.320	0.319	0.318	0.318	0.310	0.315
膜态沸腾裕量 $\Delta x^{①}$	0.109	0.098	0.087	0.076	0.065	0.049	0.037
以凝汽率 0% 为基准 $\Delta x$ 值的减少值	0	0.011	0.022	0.033	0.044	0.060	0.072

① 均指其中最危险的一个回路值。

下降管带汽和凝汽都对水循环不利, 试验表明, 前者对水循环影响甚少, 因蒸汽的凝结是在汽包内以及下降管上部迅速完成的。所以超高压及以上的锅炉, 在循环设计中主要应考虑如何减少凝汽率, 又因蒸汽只有进入锅水内才可能凝结成水, 故必须设法减少带汽从而降低凝汽率, 主要措施如下:

- (1) 合理选择分离器的形式、规格与数量, 使分离器底部排水的平均折算速度与向下流动携带汽泡的极限速度不能偏离过大, 这部分是带汽的主要份额。表 3.4-9 列出了分离器中向下流动的水流携带汽泡的极限速度与汽包压力的关系, 而亚临界参数锅炉旋风分离器中向下流动实际水速往往超过其极限水速, 可见排水带汽在所难免。此外, 汽空间的汽同样会进入水中, 进入水中的汽也会逸出, 机理非常复杂, 与许多因素有关, 据国内外经验, 凝汽率的大小除与压力, 给水温度, 循环水量, 分离器形式、规格和数量等有关外, 还与汽包内径、长度和水位高度以及给水引入方式等有关。
- (2) 下降管到汽包最低水位垂直距离应大于 4 倍管内径, 对大直径下降管应在入口加十字挡板、栅格和孔板均可。
- (3) 减少给水与锅水中蒸汽接触机会。试验表明, 混入水中之汽的凝结过程是在汽包与下降管入口处迅速完成, 水中的汽与过冷的给水不接触或少接触, 则也有利于使部分混入水中的汽再逸入汽空间, 因此采用给水直接注入下降管或使给水分配管出口尽量靠近下降管口, 取消净化蒸汽的给水清洗装置等对减少凝汽率均有利。
- (4) 合理地选择汽包内径、长度与正常运行水位。通常内径与长度增大以及水位合理提高有利于减少凝汽率。

表 3.4-9 分离器中向下流动的水流携带汽泡的极限速度与汽包压力的关系						
压力 $p$ (MPa)	0	2.0	4.0	6.0	8.0	10
速度 $\omega$ (m/s)	0.218	0.206	0.194	0.182	0.171	0.161
压力 $p$ (MPa)	12	14	16	18	19	20
速度 $\omega$ (m/s)	0.15	0.139	0.129	0.118	0.100	0.082

3.1.1.5 合理选用内螺纹管

随着容量与参数的提高, 循环倍率与膜态沸腾裕量均会减少, 不可避免地需要采用部分内螺纹管, 但也不能滥用以免浪费。新设计时应把容许的膜态沸腾裕量取得略比正常值高一些, 达不到的才采用内螺纹管。在投运后取得的试验数据与理论计算基本一致或更安全时, 则可以按正常选取容许的膜态沸腾裕量来判断第二台锅炉上所需内螺纹管数量, 甚





续表

锅炉 压力 $p$ (MPa)	锅炉 容量 $D$ (t/h)	锅炉 负荷 (%)	水冷壁宽度上受热不均匀系数 $\eta$									
			0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
		10	停滞或倒流	可能出现倒流								不倒流
		20										
		30										
		40										
		50										
		60										
		70										
		80										
		90										
		100										
		10	可能出现倒流									不倒流
		20										
		30										
		40										
		50										
		60										
		70										
		80										
		90										
		100										

3.2 控制循环回路主要设计原则与参数选择

随着内螺纹管的采用，控制循环技术在原有基础上有了较大改进，不仅参数提高了，且循环倍率由原来的4左右降到2左右，循环泵容量也相应减少。现着重介绍具有内螺纹管的控制循环锅炉（配四角切向燃烧器）的设计程序、原则和参数选择等。

3.2.1 确定真实循环倍率  $K_z$

当水冷壁尺寸、节距和汽包等选好后，确定真实循环倍率  $K_z$  的步骤如下：

(1) 确定汽包压力、给水温度、总的炉膛水冷壁循环量和进入过热器的蒸汽量，由热力计算和汽水阻力计算获得，其中总的炉膛水冷壁循环量，通过预定名义循环倍率（通常取大于2）与进入过热器蒸发量确定。

(2) 由蒸汽表查得给水焓、饱和水焓和饱和蒸汽焓。

(3) 根据汽包压力、汽包内径、汽包筒体长度、内件尺寸和下降管内汽水混合物的比体积，通过有关资料可以求得蒸汽携带率  $R_c$ ，为

$$R_c = \frac{\text{进入汽包的总蒸汽流量}}{\text{进入过热器的最大蒸汽流量}}$$

$R_c$  与凝汽率反映的实质是一样的，只是表达形式不同，因而数值也不同。

(4) 真实循环倍率  $K_z$  为

$$K_z = \frac{K}{R_c} \tag{3.4-10}$$

式中： $K$  为名义循环倍率，也即不考虑蒸汽携带率（或凝汽率）时的循环倍率。

3.2.2 循环泵性能计算

在给定水冷壁总循环流量和进入过热器的蒸汽流量前提下，根据真实循环倍率  $K_z$ ，可以获得水冷壁实际蒸发量，从而求得混合水比体积与每台泵的容积流量。再根据下水管系统具体结构与泵的特性曲线，通过阻力计算，可以确定泵的净正吸入压头（NPSH）、泵的压力、功率和效率等。

3.2.3 热量分配

确定炉膛各部分的吸热量分配是水循环计算的重要部分，有两个目的：

(1) 根据热力计算数据、炉膛几何尺寸、燃烧器布置和摆动角度等，求得炉膛中最大局部热负荷，根据表 3.4-12 确定水冷壁允许最小质量流速；

(2) 根据热力计算和相应热负荷分布曲线，得出炉膛以及对流烟道中各部分水冷壁的吸热，并修正到各部分吸热之总和与总吸热量一致。

表 3.4-12 控制循环回路内螺纹管计算特性①

压力 $p$ (MPa)	内壁热负荷 $q_w$ (W/m <sup>2</sup> )	最小质量流速 $\rho w_{\min}$ [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	最大允许干度 $x$ (%)	允许最小质量流速 [ $\rho w_{\min}$ ] [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]
17.2	$315.4 \times 10^3$	272	100	300
	$425.8 \times 10^3$		99	
	$473.1 \times 10^3$		98	
	$552 \times 10^3$		96	
	$583 \times 10^3$		94	
18.6	$315.4 \times 10^3$	272	100	300
	$425.8 \times 10^3$		97.5	
	$473.1 \times 10^3$		95	
	$552 \times 10^3$	435.2	90	478.7
	$583 \times 10^3$	516.8	88	568.5
19.6	$315.4 \times 10^3$	272	88	300
	$425.8 \times 10^3$	312.8	85	344
	$473.1 \times 10^3$	462.4	83	508.6
	$552 \times 10^3$	680	79	748
	$583 \times 10^3$	734.4	76	800
20.3	$315.4 \times 10^3$	272~422	28~82	300~464
	$425.8 \times 10^3$	367~728	0~69	404~800
	$473.1 \times 10^3$	462~789	0~64	508~868
	$552 \times 10^3$	598~932	0~61	658~1025
	$583 \times 10^3$	653~952	0~58	718~1047

① 除允许最小质量流速外，其余各项均适用于自然循环。

该型炉热量分配原理与通常一样，但有一定特点。它把炉膛分为上、下两部分，下炉膛中，冷灰斗与斜拱处又单独考虑，尤其特殊的是，沿宽度（或深度）方向的吸热量分布曲线，不对称于炉膛中心线，且偏离较大，如图 3.4-19、图 3.4-20 所示，这是由于四角切圆燃烧方式形成的。由于该型炉蒸发系统设计中，使用了内螺纹管，安全裕量足够大，以至于实际热负荷分布曲线与理论曲线相差较大也无危险。



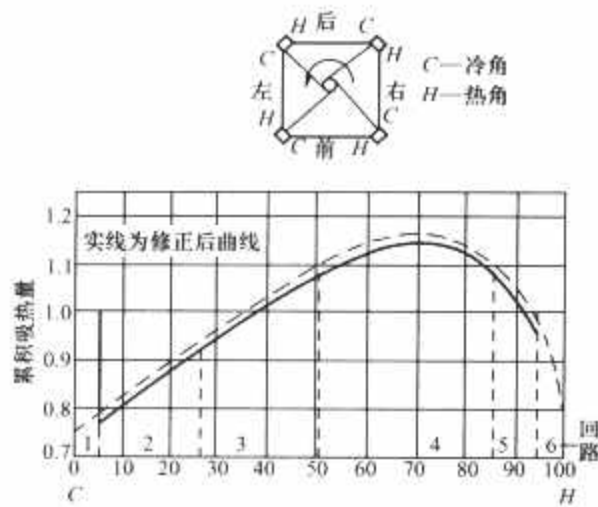


图 3.4-19 下部炉膛出口处（前）墙  
横向累积吸热量分布曲线  
横坐标为炉膛前墙从冷角 C 至热角 H 的  
横向长度百分比（0~100%）

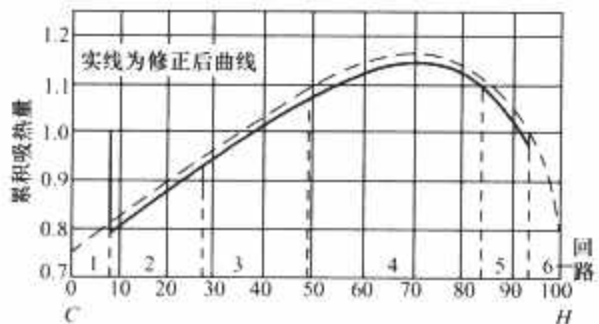


图 3.4-20 下部炉膛出口处侧墙  
横向累积吸热量分布曲线  
横坐标为炉膛侧墙从冷角 C 至热角 H 的  
横向长度百分比（0~100%）

该炉型热量分配中，以下两点是可取的：

（1）当炉膛具有切角时，由于角部水冷壁面与中心火焰垂直，因此分配系数取 1，如图 3.4-19、图 3.4-20 中实线，即为调整后的分布曲线。

（2）斜拱处的热负荷分配系数，是它邻接的垂直墙的分  
配系数除以该斜拱与水平面夹角的正弦，当夹角小于 45°时，  
取垂直墙分配系数的 1.5 倍，但不得大于整个炉膛的最大局  
部热负荷。

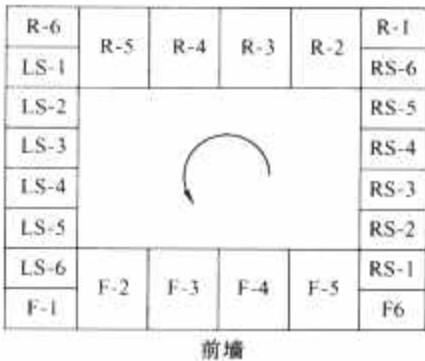
3.2.4 回路划分

每面墙划分为 6 个回路，角部 2 个，其余 4 个回路的管

子数（或宽度），根据炉膛出口平面处的累积吸热的修正后  
曲线（见图 3.4-19、图 3.4-20），按每个回路的最大累积吸  
热偏差不超过该回路平均吸热率的 10% 划分。每个回路中，  
再根据各管子在回路中所处的位置、几何尺寸和吸热程度划  
分为若干管组，各管组的管子根数不等，但同一管组中各管  
子的状况应基本接近。水循环计算就是以这些管组所代表的  
平均值进行的，主要涉及节流圈的选择和核态沸腾（DNB）  
校核等。

国内典型的 300MW 和 600MW 机组控制循环锅炉回路  
与管组的划分见表 3.4-13。

表 3.4-13 国内典型的 300MW 和 600MW 机组控制循环回路及管组的划分



回路名称	F-1	F-2	F-3	F-4	F-5	F-6	RS-1	RS-2	RS-3	RS-4	RS-5	RS-6
管子根数	$\frac{\approx 10}{15}$	$\frac{53}{63}$	$\frac{54}{70}$	$\frac{89}{102}$	$\frac{23}{26}$	$\frac{\approx 10}{15}$	$\frac{\approx 10}{8}$	$\frac{41}{53}$	$\frac{44}{57}$	$\frac{70}{89}$	$\frac{21}{25}$	$\frac{\approx 10}{8}$
管组数	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{1}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{3}{3}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{\sim 5}{4}$
回路名称	R-1	R-2	R-3	R-4	R-5	R-6	LS-1	LS-2	LS-3	LS-4	LS-5	LS-6
管子根数	$\frac{\approx 10}{15}$	$\frac{53}{63}$	$\frac{54}{70}$	$\frac{89}{102}$	$\frac{23}{26}$	$\frac{\approx 10}{15}$	$\frac{\approx 10}{8}$	$\frac{41}{53}$	$\frac{44}{57}$	$\frac{70}{89}$	$\frac{21}{25}$	$\frac{\approx 10}{8}$
管组数	$\frac{\sim 5}{7}$	$\frac{3}{3}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{3}{3}$	$\frac{\sim 5}{7}$	$\frac{\sim 5}{4}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{2}$

注 分式中分子表示 300MW，分母表示 600MW 的数据。

3.2.5 循环回路流量分配

按以上划分的管组、热量分布以及每个管组出口处累积  
吸热量，通过以下原则确定各管组的流量：

（1）按给定的压力和内壁热负荷确定允许的最小质量  
流速。

（2）最大出口干度控制在 75% 左右。

（3）对于光管回路，要有足够的流量以保证膜态沸腾裕  
量  $\Delta x \geq 10\%$ ，光管的允许干度（%）可按表 3.4-14  
验证。

以上 3 条均须满足。

表 3.4-14 光管的最大允许干度 %

压力 $p$ (MPa)	质量流速 $\rho w$ [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	内壁热负荷(10 <sup>3</sup> W/m <sup>2</sup> )					
		100	200	300	400	500	580
14.47	600	80.2	64.3	50.7	43.6	39.4	36.1
	800	82.3	68.3	55.0	41.7	34.6	32.2
	1000	83.5	71.2	59.1	46.8	35.2	29.3
	1200	84.5	73.0	62.1	50.8	39.6	30.8
	1400	85.1	74.7	64.4	54.1	43.7	35.3
	2000	87.0	77.7	69.0	60.3	51.4	44.6
	2700	87.8	80.0	72.6	64.7	57.2	51.2
17.23	600	77	59.1	44.6	38.4	32.2	27.2
	800	79.8	64.4	48.9	38.3	33.8	30.6
	1000	80.2	65.2	49.9	38.3	33.9	30.8
	1200	81.9	68.5	54.6	41.6	34.2	31.5
	1400	82.1	68.9	55.3	42.5	34.3	31.5
	2000	83.1	71.9	60.1	48.7	37.0	30.9
	2700	84.7	74.4	63.5	53.4	43.3	34.6
17.92	600	79.2	57.6	41.6	35.2	28.7	23.2
	800	80.6	61.0	44.5	37.2	31.8	27.2
	1000	81.9	63.5	47.5	37.6	33.2	29.4
	1200	83.0	65.6	50.4	38.2	34.0	30.8
	1400	83.8	67.1	53.0	39.1	34.6	31.8
	2000	92.6	70.3	57.3	45.2	36.0	32.5
	2700	93.8	72.9	61.4	49.8	39.3	32.6
18.6	600	75.1	55.8	39.1	31.3	23.8	—
	800	77.4	60.9	44.3	36.1	30.5	26.3
	1000	77.9	61.7	45.3	36.5	31.3	27.3
	1200	79.6	64.8	49.7	38.5	34.0	30.8
	1400	79.8	65.2	50.4	38.7	34.3	31.2
	2000	81.4	68.4	54.9	41.8	35.9	33.7
	2700	82.8	70.9	58.6	46.4	37.2	34.8
18.95	600	74.5	55	37.3	24.4	17.3	—
	800	76.4	58.4	41.0	29.5	26.6	21.2
	1000	77.7	61.0	44.3	32.5	30.1	25.8
	1200	78.6	63.0	47.1	34.6	32.5	28.5
	1400	79.0	64.4	49.1	35.7	33.8	30.3
	2000	80.7	67.5	53.8	37.8	36.5	33.9
	2700	82.4	70.1	57.5	39.4	37.8	35.8
19.30	600	74.2	54.0	35.2	26.3	—	—
	800	76.0	57.5	39.5	31.4	24.8	—
	1000	77.3	59.8	42.8	34.7	27.6	24.4
	1200	78.1	61.6	45.3	36.5	31.4	27.1
	1400	79.0	63.3	47.3	37.8	33.3	29.4
	2000	80.5	66.2	51.8	40.5	36.7	33.9
	2700	81.9	69.0	55.8	42.9	39.2	36.4



续表

压力 $p$ (MPa)	质量流速 $\rho w$ [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	内壁热负荷(10 <sup>3</sup> W/m <sup>2</sup> )					
		100	200	300	400	500	580
19.64	600	86.8	50.2	33.6	24.7	—	—
	800	75.9	53.6	37.8	30.2	22.5	—
	1000	75.6	56.5	39.8	33.2	26.8	21.7
	1200	77.4	59.5	42.7	36.7	31.6	27.2
	1400	77.6	60.0	43.2	37.2	32.2	27.9
	2000	78.8	63.5	47.6	40.1	36.0	32.9
	2700	80.9	66.4	51.1	42.1	38.8	45.8
19.99	600	—	—	—	—	—	—
	800	—	—	—	—	—	—
	1000	73.8	52.1	38.8	31.7	24.8	25.5
	1200	75.6	55.6	42.8	35.8	29.9	25.2
	1400	75.9	56.1	43.1	36.3	30.6	26.0
	2000	77.7	59.7	45.3	39.9	35.4	31.7
	2700	79.2	62.8	47.4	42.6	38.6	35.5
20.33	600	—	—	—	—	—	—
	800	—	—	—	—	—	—
	1000	70.5	48.3	37.3	29.4	21.9	15.4
	1200	72	50.5	39.7	32.3	25.6	19.6
	1400	73	52.1	41.1	35.2	28.2	22.8
	2000	74.9	55.4	44.2	38.8	33.5	29.4
	2700	77.1	58.2	46.4	41.9	37.3	33.7

3.3 其他循环方式（低循环倍率）回路设计特点与方法

与控制循环锅炉相比，它保留了循环泵，但用较小的汽水分离器代替了汽包，满负荷时的循环倍率降到 1.4 左右。在全负荷范围内，工质均在蒸发受热面中进行再循环，由水冷壁出来的汽水混合物进入分离器，分离出的汽进入过热器，水排至混合器与来自省煤器的给水混合后，由循环泵送入水冷壁中进行再循环。

(1) 过热器入口带水率高。与自然循环或控制循环锅炉相比，汽水分离器的分离效果远不如汽包，进入过热器的蒸汽带了较多的水，尽管水质好，对过热器无妨，但对新设计锅炉在受热面布置时如何确定带水率带来一定困难。但从另一角度看，带水率的存在，减少了对蒸发系统产汽量的需求，也即降低了出口干度，有利于蒸发受热面的安全。

(2) 确保水冷壁管在出现核态沸腾 (DNB) 下安全可靠。

(3) 确定允许最小质量流速  $[\rho w_{\min}]$ 。

(4) 管屏流量分配与回路划分原则：

1) 保证任一管内的质量流速大于允许最小质量流速  $[\rho w_{\min}]$ 。

2) 保持各水冷壁管出口干度  $x$  值相等，大约平均干度  $x=0.65$ 。通常允许变化范围  $x=0.4\sim 0.8$ 。

3) 控制水冷壁管流量的节流圈可以集中装设于各回路的连接管内。

(5) 确保再循环泵工作可靠。

(6) 水动力特性良好。

(7) 设计计算工作量大。

3.4 下部倾斜围绕、上部一次上升回路主要参数选择

3.4.1 参数选择

3.4.1.1 可按经济原则选取管径

通常炉膛部分倾斜围绕管直径为  $\phi 28\sim \phi 51\text{mm}$ ，也可根据需要任意选定，但内径不能太小，垂直部分管径可适当小些。

3.4.1.2 质量流速的选取

在物理概念上与低循环倍率锅炉是一样的，计算方法也类同，即根据有关参数、经验曲线与公式，求得最大局部热负荷，在给定管子规格和材质下，通过传热公式得到允许的最大内壁壁温，然后根据传热恶化时最小表面传热系数、热负荷与质量流速之间的经验关系式，求得最小质量流速，在此基础上考虑一定裕量。当然在选定的质量流速下，还应进行水动力特性校验。在具体选取质量流速和蒸发受热面设计布置上，还应考虑到与低循环倍率锅炉相比存在的两点区别，即

(1) 必须考虑到平行且近乎水平的倾斜管内的流量与热力不均造成的偏差。

(2) 该型直流锅炉在部分负荷下，最大热负荷的减少没有水冷壁中质量流速下降得那么快，最高壁温可能出现在部分负荷下，尤其是亚临界参数下的定压运行机组或控制滑压运行机组的定压运行范围内。

对于超临界控制变压运行机组，质量流速的选取与亚临界参数有较大差异，图 3.4-5 中曲线 4 是变压运行区极限质量流速，从中看出设计质量流速受低负荷控制。

3.4.1.3 蒸发段平行管数和管圈倾角的选取

要同时满足两个条件，一是受热尽可能均匀，合理的盘

绕圈数为1~2圈，因此管圈倾角也随之确定，该角度一般在15°~30°，圈数过多会使水冷壁阻力增大，而在减少吸热偏差的效益方面增加不大；二是要得到足够大的质量流速以确保水冷壁的安全。

3.4.1.4 省煤器与水冷壁出口的介质状态

它涉及受热面匹配的合理性，影响到运行的稳定与安全性。省煤器出口欠焓取得过小，易引起省煤器运行不稳定，个别管子产汽，并使蒸发点提前，提高了炉膛最高热负荷区管内的蒸汽干度，管壁温度上升；会使沸腾点延迟，加热段拉长，易引起水动力不稳以及蒸发受热面产汽量减少，从而喷水量增加。水冷壁出口过热度取得过小，则当工况稍有变动，汽水分离器即呈湿态运行，产生排放，即浪费了工质和热量，又使运行难以控制，在这种情况下，不仅影响到水冷壁出口蒸汽的焓值，还影响其产汽量，当过热器吸热量不变时，单位工质在过热器内吸热量增加，从而使过热汽温升高，喷水量增大。水冷壁出口过热度取得过大，会造成分离器壁温过高，对设计、选材带来困难。

3.4.1.5 分离器设计参数

考虑安全性以及运行工况的不稳定，分离器设计压力应

表 3.4-15 水冷壁工质在不同负荷时的参数

负荷 (%)	压力 (MPa)		温度 (℃)		焓 (kJ/kg)		进口欠焓 (kJ/kg)	出口干度	质量流速 [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]
	进 口	出 口	进 口	出 口	进 口	出 口			
37	11.36	10.79	265.1	317.5	1158	2716	307.3	0.87	982
50	14.31	13.59	272.6	334.4	1220	2515	363	0.88	1240
75	21.52	20.4	296.4	377.2	1314	2599	620	1.0	1888
100	28.82	27.19	314.3	411	1403	2587	超临界	超临界	2732
MCR	28.99	27.3	316.1	412.8	1413	2604	超临界	超临界	2808

(5) 水冷壁热负荷。

(6) 水冷壁管壁温度。分别进行超临界参数和亚临界、近临界参数下的传热和壁温估算

3.4.2.2 水冷壁结构特点

(1) 水冷壁总体布置与尺寸。炉膛总高度为62 125mm，宽度为18 816mm，深度为16 576mm，水冷壁在标高47 882mm处实现螺旋向垂直管屏的过渡，冷灰斗角度为50°，炉室四周螺旋升角为13.949 8°。冷灰斗及螺旋水冷壁为316根管径为φ38mm管，垂直管屏为920根管径为φ33.7mm管。

(2) 燃烧器区域水冷套结构。炉膛四角让燃烧器开孔的水冷壁管绕成的独立结构称为水冷套。设计中尽量使每根螺旋管绕过水冷套的次数相近，使之尽可能减小水力和吸热偏差。

(3) 螺旋管圈通过中间混合集箱过渡到垂直管屏。

(4) 螺旋管圈悬吊系统复杂。

3.4.2.3 水冷壁的水动力特性

对该炉停滞、倒流、稳定性以及脉动等作了校验，均安全。

3.4.2.4 水冷壁的热偏差

与自然循环不同，该型直流锅炉水冷壁中，尤其是螺旋管内重位压差占总阻力的比例较小，因而吸热越强的管子流量越小。由于在冷灰头和炉室采用了螺旋围绕，且设计中考虑了均匀布置，正常燃烧工况下，吸热偏差不大于±0.5%，即使在燃烧切圆偏斜时，吸热偏差仍不大，这是螺旋管圈的一大优点。

是工作压力的1.1倍，计算壁温应在水冷壁出口汽温基础上至少加20℃。

3.4.2 某电厂600MW锅炉蒸发系统简介

该炉为典型的苏尔寿型超临界直流锅炉，其蒸发系统特点如下：

3.4.2.1 水冷壁设计特点

(1) 超临界变压运行锅炉水冷壁在低负荷时出口焓值与最高负荷时的出口温度有明确规定，也即水冷壁在炉膛中吸热份额不允许偏离设计值过大。

(2) 蒸发受热面传热和水动力特性在各阶段（亚临界、近临界、超临界）具有不同特点。

(3) 需要良好的膨胀性和温度跟踪性能，以适应快速启停和高的负荷变化率。

(4) 水冷壁管内工质参数。自启动至37%负荷范围内的运行与汽包锅炉相似，分离器充当汽包作用；37%负荷时实现启动分离器由湿态向干态切换，37%~89%负荷时锅炉作变压直流运行。水冷壁工质在不同负荷时的参数见表3.4-15。可看出在75%负荷左右，螺旋管圈进入超临界区运行。

4 蒸发系统的结构特点

4.1 水冷壁的类型与管屏结构特点

4.1.1 类型

水冷壁由水循环回路中的上升管组成，是锅炉的主要辐射受热面，同时具有保护和减轻炉墙的功能。

水冷壁管主要有以下几种类型：

(1) 按管子外形分为光管与鳍片管，鳍片管又分为轧制鳍片管和焊接鳍片管。

(2) 按管子内表面分为光管和内螺纹管。

水冷壁管屏组成形式可分为光管水冷壁和膜式水冷壁，其中膜式水冷壁按组成方式又可分为轧制鳍片管或焊接鳍片管组成、光管加扁钢组成和熔焊成形等，如图3.4-21所示。

轧制鳍片管由于价格高且货源困难已逐渐被光管加扁钢所替代，而光管加扁钢形式的管径、节距选择均较自由，既适于自动焊，也可以手工焊。熔焊法则适用于小直径、小节距的膜式壁，有较复杂的技术，美国CE、日本三菱和意大利托西公司等都有采用。

光管管屏由于有气密性差、炉墙既重又不便于敷设、金属耗量大、易结焦、蓄热量大而不利于停炉后快速检修等缺点，在大锅炉上极少采用，甚至小锅炉上近来也有采用膜式壁的。

内螺纹管是一种内壁加工成螺旋线的无缝钢管，主要用于亚临界及以上压力的锅炉水冷壁。它能改善内表面传热条件，即使在较高热负荷与蒸汽干度下，也不容易发生传热恶化。

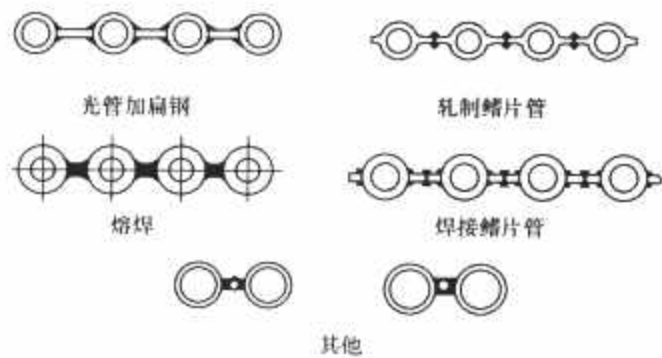


图 3.4-21 水冷壁鳍片管的类型

内螺纹管的断面及国内常用的几种规格分别见图 3.4-22 和表 3.4-16。

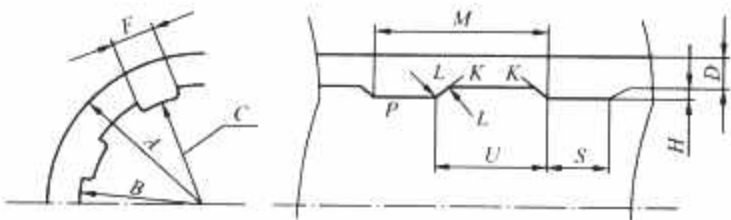


图 3.4-22 内螺纹管的断面

表 3.4-16 国内常用内螺纹管的规格

标 记	名 称	规格 1	规格 2	规格 3	规格 4	规格 5
A	外径 (mm)	$22^{+0.4}_{-0}$	$45 \pm 0.2$	$50.8 \pm 0.25$	$60 \pm 0.25$	$63.5 \pm 0.3$
B	螺纹底部内径 (mm)		$33 \pm 0.2$	$38.4 \pm 0.25$	$44 \pm 0.25$	$47 \pm 0.3$
C	螺纹顶部内径 (mm)	$11^{+0.4}_{-0.2}$	30 (最小)	35.1 (最小)	41 (最小)	43.8 (最小)
D	壁厚 (mm)	5.5	$5.58^{+0.27}_{-0.6}$	$5.59^{+0.29}_{-0.8}$	7.2 (最小)	$7.5^{+1.5}_{-0}$
E	螺纹头数	4	6	8	8	8
F	螺纹顶部宽度 (周向) (mm)	3.5	$4.8 \pm 0.48$	$4.8 \pm 0.48$	4.8	$4.8 \pm 0.48$
H	螺纹高度 (mm)	$0.5^{+0.15}_{-0.1}$	$1.02 \pm 0.3$	$1.07 \pm 0.13$	$1.1 \pm 0.3$	$1.14 \pm 0.3$
K	螺纹侧边角 (°)		$55 \pm 15$	$55 \pm 15$	$55 \pm 15$	$55 \pm 15$
M	螺距 (mm)	9	$30 \pm 3.2$	$26.1 \pm 3.2$	$30 \pm 3.17$	$32 \pm 3.2$
N	螺纹导程 (360°)		$179.7 \pm 19.1$	$208.7 \pm 25.4$	$240 \pm 25.4$	$255.7 \pm 25.4$
P	螺纹升角 (°)	15	30	30	30	30
S	螺纹顶部宽度 (轴向) (mm)		$8.3 \pm 1.3$	$8.3 \pm 1.3$	$8.3 \pm 1.3$	$8.3 \pm 1.3$
U	螺纹顶部槽宽 (轴向) (mm)		$21.7 \pm 1.9$	$17.8 \pm 1.9$	$21.7 \pm 1.9$	$23.7 \pm 1.9$
L	螺纹圆角半径 (mm)		$0.13 \sim 1.3$	$0.13 \sim 1.3$	$0.127 \sim 1.27$	$0.13 \sim 1.3$
X	螺旋方向		右旋	右旋	右旋	右旋

国外对几种内螺纹管承受内压进行了破坏试验，并对电站锅炉的管子定期割管检验，结果表明：

- (1) 多头内螺纹管中的螺纹对裂纹的发展有终止作用，对强度则无增进作用，即强度计算中只能用最小壁厚。
- (2) 运行中有腐蚀现象，但其微观组织、硬度及高温强度都与使用前差别不大，材料特性保持良好，可以继续正常使用。

4.1.2 管屏结构特点

- (1) 制造公差要求严，特别是宽度与节距公差对安装质量影响很大。
- (2) 上下对接处管端宜在厂内割去 25~50mm 的鳍片，并留出 250~500mm 长的鳍片。焊缝在厂内不焊，以便于工地组装。若是光管加扁钢，则可留出适当长度在厂内不焊扁钢，工地安装完毕后再行补焊密封。
- (3) 管屏边缘鳍片宜做成半鳍片形式，以利工地组装，且在吊装发运中不易损坏。
- (4) 下部倾斜围绕上部一次上升的直流锅炉的过渡处结构有：

- 1) 设置过渡混合集箱过渡。此结构对工质混合、消除热力与水力偏差有利，但结构复杂。在倾斜管转到水平引出管进入集箱以及由集箱再水平引出转到直立管时的弯头采用锻造带翼板结构，该类弯头优点在于除了正常的管子对接外，在膜式翼板之间只有气密焊接，焊接时既不会损坏弯头，也比较方便。
- 2) 利用锻造叉形管直接过渡。此结构省略了中间过渡混合集箱，简化了水冷壁结构，但水力与热力偏差较大，尤

其是过渡的直管数较多时更甚。日本三菱与德国 EVT 等公司通过计算与试验，认为仍处于安全范围，因而采用了此结构。

以上两法各有利弊，但均可行。

4.2 折焰角的功能、结构尺寸与支吊形式

大型锅炉常做成平炉顶，为了提高炉膛充满度及改善屏式过热器或对流过热器中烟气冲刷的条件，炉膛后墙水冷壁上接近炉膛出口处设有折焰角，其结构尺寸如图 3.4-23 所示。

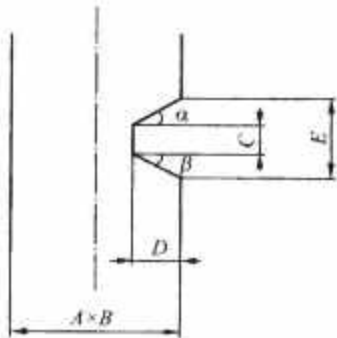


图 3.4-23 锅炉水冷壁折焰角的结构尺寸

A×B—炉深×炉宽；D—折焰角的深度；E、C—折焰角高度；α、β—折焰角与水平方向夹角

4.2.1 折焰角的功能

- (1) 可相对增加水平连接烟道长度，在不增加锅炉深度的情况下可布置更多的对流受热面。
- (2) 可改善炉膛内的烟气流动状况，避免涡流与死角，提高炉膛辐射受热面的利用程度。



(3) 折焰角的深度增加,可使靠近前墙的烟气轴向上升速度加快,从而改善水平烟道中烟温沿高度方向分布不均状况,使水平烟道上、下烟温差减小。

(4) 折焰角与水平方向夹角  $\beta$  增大,对防止出现因氢损伤(氢原子损伤)而导致水冷壁发生爆管事故的情况也有好处。氢损伤的发生除与冷凝器泄漏引起沉积物、管子粗糙(特别是焊接处不光洁)引起沉积物有关外,还与低

倾斜拱有关。目前由于各方面的措施得力,氢损伤的现象并不突出。此夹角增大,使折焰角高度加大,会给结构设计带来一定困难,因此仅从防止氢损伤角度考虑,不小于  $30^\circ$  即可。

4.2.2 折焰角的结构尺寸

表 3.4-17 中列出了锅炉折焰角的典型结构尺寸及推荐值。

表 3.4-17                      锅炉折焰角的典型结构尺寸及推荐值 (名称中标记见图 3.4-23)

名 称	机械工程 手册锅炉 篇推荐值	邹县 1 号炉 300MW	石横 1 号炉 300MW	洛河 300MW	平圩 1 号炉 600MW	沙角 A1 号炉 200MW	宝钢 (三菱) 350MW	沙角 B (IH1) 350MW
炉深×炉宽 $A \times B$ (mm)		12 829× 14 706.6	11 790× 14 059	8475× 17 000	16 432× 18 542	11 660× 11 660	12 430× 14 616	11 245.5× 17 005
$D$ (mm)	$(1/3 \sim 1/4)B$	2800	2591	2800	3353	≈3305	2735	≈2500
$C$ (mm)		800	≈594	0	765	0	600	≈1807
$E$ (mm)		4377	5790	3700	7489	≈4035	5438.4	≈5000
$\alpha$ (mm)	30~50	35	30	40	30	40	30	30
$\beta$ (mm)	≥30	30	55	30	55	15	50	35
$D/A$ (mm)	0.25~0.33	0.22	0.22	0.33	0.20	0.27	0.22	0.22

4.2.3 折焰角的支吊形式

折焰角支吊形式最常见的有三叉管型、圆钢支吊型、管子支吊型三种,如图 3.4-24 所示。

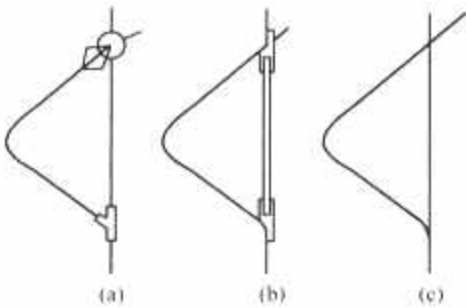


图 3.4-24 折焰角的支吊形式

(a) 三叉管型; (b) 圆钢支吊型; (c) 管子支吊型

(1) 三叉管型是在部分或全部上升管转折处装设三叉管,直管与中间集箱相连,中间集箱上部再引出若干管子与上集箱相连。为保证大部分工质通过折焰角弯管部分,在直管入中间集箱处装设了节流孔圈。因这种形式不仅需要三叉管而且还对水循环不利,故一般仅适用于高压及以下锅炉。

(2) 圆钢支吊型最为简单实用,国内 200MW 及相当部分的 300MW 以及国外某些公司均采用此结构,其缺点是,起停时支吊圆钢与水冷壁管之间存在温差及温差应力,因此吊杆处必需敷设炉墙保温,以尽可能减少温差。据国内运行实践、测试与理论分析认为,此形式是安全的。

(3) 管子支吊型是从水冷壁抽出一部分管子,例如 3 根中抽一根,直接引向上方作吊挂管,其余弯折到炉内形成折焰角。此形式由于抽出管子后必须调整节距,因此使得设计、加工与密封等都复杂化了,但具有消除了温差应力的优点。国内也有部分 600MW 与 300MW 锅炉采用这种形式。

4.3 壁式再热器(或壁式过热器)与水冷壁的连接形式

随着大型电站锅炉的发展,为了改善汽温调节特性和节省金属消耗,在大型锅炉中布置有壁式再热器或壁式过热器。图 3.4-25 示出了某台 300MW 炉的壁式再热器与前水冷壁连接的简图。整个壁式再热器以固定点为基准,可以自由向上膨胀,膨胀量通过顶部多波膨胀节和弹簧支吊吸收。运

行实践证明该结构在吸收膨胀和密封方面效果均不错。

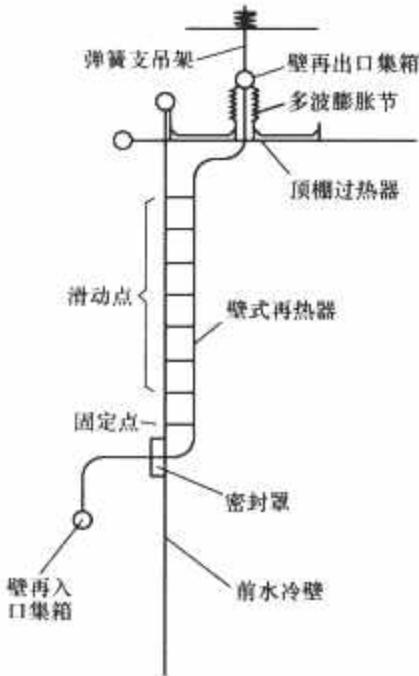


图 3.4-25 壁式再热器与前水冷壁连接的简图

4.4 下降管的布置形式及其利弊分析

一般把汽包中水引入水冷壁下集箱的管子称为下降管。它通常有分散下降管和集中下降管两种形式。

4.4.1 分散下降管

由相当数量的小口径管子从汽包引出直接进入水冷壁下集箱。这种方式适用于较小容量锅炉,其特点是管径小但根数多,可按需要在不同标高弯到两侧与后墙,并可支吊在柱梁甚至平台上,管径小便于弯制,汽包开孔小,管接头也便于焊接,但管数太多使之布置与结构复杂,不宜用于大容量锅炉。

4.4.2 集中下降管

大容量锅炉中,采用把几十根分散下降管合并成 2~6 根大口径集中下降管,自汽包筒体或封头上引出,在靠近水冷壁下集箱处再以分散小直径管引入集箱。这种方式既简化了管系,又节约材料,但增加了汽包管接头加工与焊接难度。集中下降管通常有以下几种布置方式:

- (1) 全部垂直向下引至水冷壁下集箱前方，再以小直径分散引入管接至各集箱。此法集中下降管制造与支吊最简单，也不影响到运转层上面其他装置或管道的布置，但炉底分散下降管的布置与支吊较复杂，随着炉子容量加大，这种布置显得不够理想。
  - (2) 两边集中下降管在炉子上部弯向两侧或炉后，然后再向下到炉底后再引出分散下降管。此法简化了分散下降管，带来的缺点是拐弯处需设弹簧支吊，并要避开其他装置与管道，由于布置合理均匀，被国内外锅炉制造厂广泛采用。
  - (3) 两旁集中下降管由炉子下部拐到后面或两侧，再通过分散下降管引入下集箱。此法既避免在上部拐弯，又达到简化分散下降管的目的，有其独到之处，也可采用。当然下部水平段集中下降管也存在支吊问题。
- 以上均是针对自然循环炉，其他循环方式的下降管系统也各有特色。

5 汽包、分离器及其附件

5.1 汽包与分离器的主要作用

- (1) 汽包是汽包锅炉中最重要的受压元件，是单件出厂时最重的元件。其主要作用有：
- 1) 汽包是建立正常水循环不可缺少的部件，它将水冷壁、下降管、过热器以及省煤器等各种直径、根数、用途均不一样的管子连接在一起，充当了一个中间大集箱的作用。
  - 2) 汽包是汽水分离的重要元件。从水冷壁、沸腾式省煤器等蒸发受热面来的汽水混合物，要经过汽包内部装置分离净化。饱和蒸汽从汽包出来，进入过热器系统过热后成为过热蒸汽，水则从下降管回到水冷壁系统重新进行水循环。设置汽水分离装置有利于获得良好的蒸汽品质。
  - 3) 在负荷变化或者给水中断时汽包起蓄热器和蓄水器的作用。汽包下半部存有一定量的水供水冷壁蒸发用。由于汽包储存了相当数量的水，允许给水流量短时间的少量波动，而不需要给水流量与蒸汽流量时刻保持严格的平衡，增加了锅炉运行的稳定性。此外储存的水能储存一部分热量，当蒸汽压力升高时，对应的饱和温度升高，因汽包里的水储存一定量的热量，使压力升高缓慢，而当压力降低的时候，因对应的饱和温度降低，汽包里储存的热量就会释放出来，产生蒸汽，同时储存在汽包里的蒸汽以膨胀的方式释放出来使得压力降低缓慢，可以起到缓冲压力波动的作用。
  - 4) 通过设置在汽包里的排污装置、加药装置等可以保证炉水的品质，起到提高蒸汽品质的作用。

(2) 汽包内部装置是蒸汽净化确保汽水品质的重要组成部分之一，它包括汽水分离装置和蒸汽清洗装置、给水分配管、水位均衡管、排污和加药设备等（见图 3.4-26）。其中的汽水分离装置作用是将从水冷壁来的饱和蒸汽与水分离开来，并尽量减少蒸汽中携带的细小水滴，提高蒸汽的干燥度，以保证用汽设备的安全性及提高使用寿命。

汽水分离有 3 种分离原理，即重力、离心力和水膜分离。重力分离是利用水滴自身的重力，将汽水混合物中的水滴与蒸汽分离；离心力分离则是应用高强的离心力把水滴从饱和蒸汽中分离出来；水膜分离是利用汽水混合物附在金属壁面上形成水膜，把水和蒸汽分开。常用的分离元件是重力分离或离心力、水膜分离原理的结合。

汽水分离元件一般分为一次分离（粗分）、二次分离（细分）两类，详见表 3.4-18。中、低压锅炉常用挡板和缝

隙挡板作为粗分离元件；中压以上的锅炉除广泛采用多种形式的旋风分离器进行粗分离外，还用百叶窗、钢丝网或均汽板等进行进一步的细分离。

以涡轮式旋风分离器为例说明分离器的分离过程。涡轮式旋风分离器（又叫轴流式旋风分离器）由外筒体、内筒体、与内筒体相连的集汽短管、螺旋导叶装置和百叶窗顶帽等组成。汽水混合物由分离器底部进入，向上流动的过程中，借助于固定式导向叶片产生的离心力的作用，使汽水混合物产生强烈的旋转，水被挤压到内筒体壁上，向上做螺旋运动，并由集汽短管与内筒体之间的环形截面流入疏水夹层，然后折向下流，进入水室，蒸汽通过集汽短管、百叶窗板组成的梯形顶帽进入汽室。除叶片的线型对分离效果有一定影响外（CE 型分离器由以前的平叶片改用四片螺旋叶，不仅有利导向，且使阻力降低），集汽短管直径与内筒体的内径比值直接影响到汽水分离效果，通常以 0.8~0.85 为宜。此外，分离器在汽包中的安装标高应控制导向叶片下缘高于正常水位 30mm 左右。外筒体没入汽包水室的深度也应控制在一定范围，过小可能导致排水带汽。

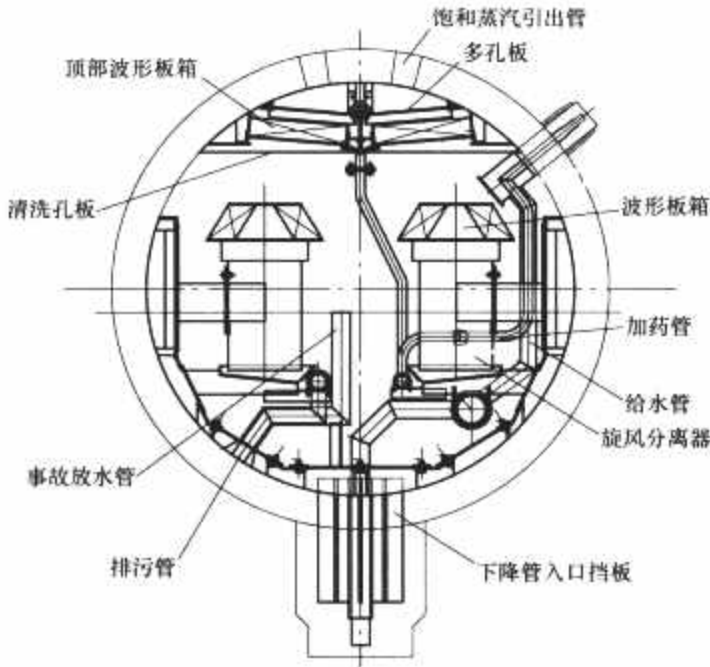


图 3.4-26 汽包内部装置示意图

表 3.4-18 汽水分离元件的类型

类型	主要作用	常用元件
一次分离元件	(1) 消除汽水混合物入口动能，防止冲击水面 (2) 能将较大的水滴分离掉，但又能防止水滴破碎带入蒸汽空间 (3) 将分离出的蒸汽均匀引出，不使带入水空间	旋风分离器（分切向、轴流式及卧式等）、钢丝网分离器、水下孔板
二次分离元件	(1) 分离细水滴，但要求结构紧凑所占的蒸汽空间小 (2) 均匀引出蒸汽	百叶窗、钢丝网分离器、均汽孔板

5.2 汽包附件的结构与作用

汽包除内部设备及其相应辅助设备外，为了测量、安全和其他用途等需要，还设置了一些附件。附件的品种、规格和数量随锅炉容量、压力与用户要求而不完全相同，图 3.4-27 示出了汽包上可能采用的一些附件及其用途。

汽包附件主要用于给水、排污、加药、水位保护、下降管入口保护、汽水取样、事故放水装置等用途。每个装置的作用、要求、设计参数及位置等可参阅李守恒等编著的《电站锅炉汽水分离装置的原理和设计》（水电出版社出版）第八章。

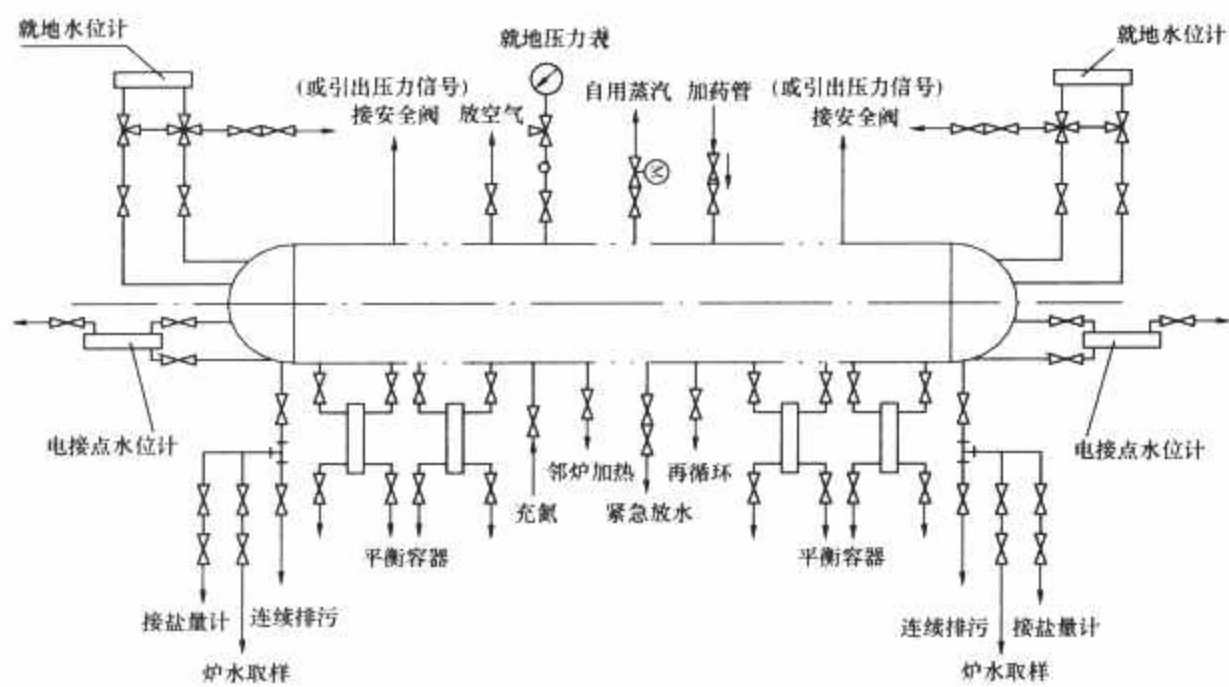


图 3.4-27 汽包附件



# 第 5 章 过热器和再热器

## 1 过热器和再热器的作用与分类

### 1.1 过热器和再热器的作用

过热器和再热器都是锅炉中用于提高蒸汽温度的部件。增加蒸汽的焓值，以增加蒸汽做功能力，提高电厂热力循环效率。

过热器的作用是将饱和蒸汽加热成具有一定温度的过热蒸汽。在锅炉负荷或其他工况变动时应保证锅炉出口的过热蒸汽温度正常，并处在允许的波动范围之内。从电厂热力循环看，蒸汽的初参数越高，则循环效率越高。随着锅炉容量增大，蒸汽初参数提高，过热器的作用更显得重要，并在很大程度上影响着锅炉的经济性和运行安全性。

由于受到金属材料性能的限制，过热蒸汽温度不能随意提高。在过热器设计布置时，必须确保其受热面管子外壁温度低于钢材的抗氧化温度，并保证其高温持久强度。

随着蒸汽压力的提高，要求相应提高蒸汽温度，否则在汽轮机尾部的蒸汽湿度会过高，影响汽轮机的安全。但过热汽温又受金属材料的限制，因而采用中间再热系统。通过再热器，将汽轮机高压缸的排汽加热到与过热蒸汽温度相等（或相近）的再热温度，然后再送到中压缸及低压缸中膨胀做功。在锅炉负荷或其他工况变动时，再热蒸汽温度值也应处在允许的波动范围之内。一般再热蒸汽压力为过热蒸汽压力的 20% 左右。采用再热系统可使电站经济性提高 4%~5%，我国 125MW 以上机组都采用一次中间再热系统。超临界以上参数机组还采用二次中间再热来进一步提高电站热效率。

### 1.2 过热器和再热器的分类

按照传热方式，过热器可分为对流、辐射及半辐射三种形式。在大型电站锅炉中通常采用上述形式的多级的过热器系统。

按过热器在锅炉布置中所处位置及结构，又可分为：在炉膛壁面的墙式过热器；在炉膛上部不同位置的分隔屏和后屏；在对流烟道中的垂直式过热器和水平过热器；构成水平烟道和尾部烟井的包覆过热器。

再热器实际上是一种中压过热器。由于中压蒸汽表面传热系数低，比热容较小，容易引起管壁超温，所以再热器一般布置在烟温稍低区域，多数采用对流形式。在亚临界控制循环锅炉中也采用辐射吸热的墙式再热器及辐射/对流吸热的屏式再热器。

### 1.3 过热器和再热器设计应考虑的主要因素

过热器和再热器的设计应根据锅炉容量、参数及锅炉整体布置，综合考虑管壁温度、系统阻力、热偏差、调温方式和钢材消耗等诸方面因素。

在大型锅炉中工质总吸热量有一半以上是由过热器和再热器吸收。从热平衡和有效传热两方面均要求将过热器和再热器布置在锅炉的较高烟温区域，致使其工作条件恶劣，受热面管壁温度接近于钢材允许使用的极限温度，要使用价格高的合金钢，故应合理地设计布置，既要保证工作安全可

靠，又要合理使用钢材。

在进行过热器和再热器设计时，要尽量避免平行受热面管子之间的热偏差，减少吸热不均、流量不均及减少受热面积灰。为减少热偏差，将过热器分成几级，并在各级之间用中间集箱进行充分混合。蒸汽左右交叉可减少左右两侧烟气温度不均匀造成的影响。

确定过热器分级温度的原则是：限制每级中的蒸汽焓增不超过 250~420kJ/kg，以减小热偏差的绝对值。在保证安全的前提下节省昂贵合金钢的用量，以节省投资。

在布置过热器和再热器蛇形管时，要兼顾获得合理的烟气流速和蒸汽流速，通过技术经济比较来确定。烟气流速是根据管子不受磨损和在受热面上不易积灰的条件来选择的。烟速过高，磨损量增大；烟速过低，又会造成积灰。额定负荷时的最低烟速不得低于 6m/s，以免低负荷时造成积灰。

一般固态排渣煤粉炉选用烟速 10~14m/s，燃油炉和燃气炉可高达 20m/s。

蒸汽流速是根据管子所必需的可靠冷却和流动阻力合理的原则决定。处在高烟温区的受热面管，如墙式过热器和屏式过热器，工作条件差，为了能安全可靠地运行，蒸汽流速宜高些。蒸汽流速高，传热效果好，但会使蒸汽流动阻力增加。通常过热器系统的总阻力应不超过过热器工作压力的 10%。对再热器，由于进口蒸汽压力较低，其受热面中允许的蒸汽压力降很小，通常规定系统总阻力不大于再热器进口压力的 10%。过热器和再热器中介质的质量流速见表 3.5-1。

表 3.5-1 过热器和再热器中介质的质量流速 kg/(m<sup>2</sup>·s)

形 式	质量流速 $\rho w$
对流过热器	
中 压	250~400
高 压	500~1000
屏式过热器	800~1000
墙式过热器	1000~1500
再热器	250~400

保证汽温稳定是过热器和再热器设计时要考虑的重要因素之一。汽温过高会引起金属材料损坏或降低材料的使用寿命；汽温过低，则将影响热力循环效率，使汽轮机尾部的蒸汽湿度过大；再热汽温过大的变化还会引起汽轮机中压缸的转子与汽缸间的相对差胀变化，甚至引起汽轮机的剧烈振动，危及机组安全运行。所以在进行结构布置和调温方式的选用上要满足当锅炉负荷、燃料性质、给水温度、炉膛出口烟温和过量空气系数变化时，仍能保证过热蒸汽和再热蒸汽的温度在允许范围之内。

另外，过热器和再热器的设计还必须考虑制造工艺及维修方便。

## 2 结构形式

### 2.1 对流过热器和再热器的结构形式

#### 2.1.1 对流过热器的结构形式

对流过热器布置在对流烟道内，主要靠对流传热从烟道

中吸收热量。按对流过热器受热面布置方式,可分为垂直式和水平式两种。垂直式通常布置在炉膛出口的水平烟道中,这种布置结构简单,吊挂方便,积灰较少,应用广泛,但停炉后管内积水难以排除。水平式布置在Ⅱ型锅炉的尾部烟道及在塔式和箱式锅炉的炉膛出口烟道中。这种布置易于疏水,常采用管子吊挂的方式,以节省合金钢的耗量。

对流过热器的受热面由大量平行连接的管圈或蛇形管组成,一般管子外径为 $\phi 32 \sim \phi 57 \text{mm}$ 。在高参数大容量锅炉中采用较大的管径,其外径有 $\phi 51$ 、 $\phi 54$ 、 $\phi 57 \text{mm}$ 等规格。但超临界和超超临界锅炉中采用的管径相对要小些,其管子外径有 $\phi 38.1$ 、 $\phi 48.26 \text{mm}$ 等。管壁厚度由强度计算决定,随承受压力、钢材牌号的不同而异。在高烟温区对流过热器采用顺列布置,以减少灰渣的黏结,也便于支吊。受热面横向节距 $s_1/d$ 一般为 $2 \sim 3$ ,纵向节距取决于管子弯曲半径。在中压锅炉中,当进口烟气温达 $1000^\circ\text{C}$ 左右时,为防止结渣,可将过热器管的前几排拉稀,拉稀管的节距为横向节距 $s_1/d \geq 4.5$ ,纵向节距 $s_2/d \geq 3.5$ 。

按蒸汽和烟气的流动方向,过热器的布置可分成顺流、逆流、双逆流和混流布置,如图3.5-1所示。顺流布置,传热温差最小,消耗金属量最大。逆流布置可得到最大的传热温差,节省金属,但工作条件差。一般在低烟温区采用逆流布置,在高烟温区采用混合流布置。顺流布置用于高温区或过热器的最后一级。

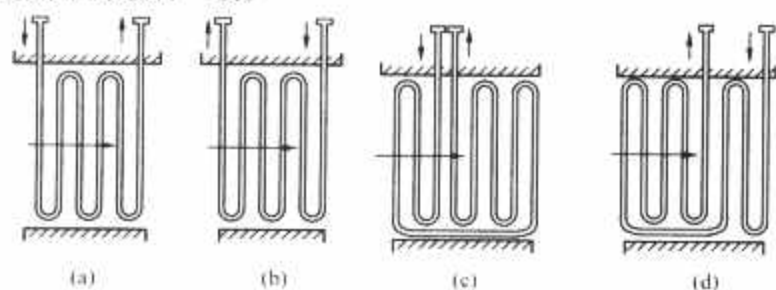


图 3.5-1 根据烟气与蒸汽相对流动方向划分的过热器形式

(a) 顺流式; (b) 逆流式; (c) 双逆流式; (d) 混流式

为同时满足烟道内烟气速度和管内蒸汽速度在规定范围内,过热器蛇形管可以布置成单管圈或多管圈形式。这样在烟道截面不变的情况下,可增加蒸汽通流截面,即在烟气流速不变的情况下可使蒸汽流速降低。

图3.5-2所示为一台300MW亚临界压力控制循环锅炉的过热器和再热器布置图。其中,序号9末级过热器及序号12低温过热器均为对流式过热器,分别布置在水平烟道和尾部烟井中。末级过热器为顺流垂直布置,由数根并联管圈组成,每片管屏纵向采用弯板型定位装置定位,过热器前设有机械式横向定位装置,以保证管屏横向节距。

末级过热器及定位结构见图3.5-3。在大型锅炉中垂直管屏的进、出口集箱不承受管屏的荷重,管屏的荷重是通过和管屏焊接的密封圈与高冠板相焊,由高冠板承受。高冠板两端的端板用吊杆吊在炉顶上部的钢梁上,具体结构见图3.5-4。

低温过热器为逆流水水平布置,每排由多根蛇形管并联套弯组成,根据吸热需要及运输要求低温过热器可分成 $3 \sim 4$ 组水平蛇形管。蛇形管由省煤器中间连接集箱引出的悬吊管支吊,也有锅炉从后烟井下部集箱中引出的悬吊管支吊。沿后烟井深度方向可设置 $2 \sim 4$ 排悬吊管,具体排数根据后烟井深度及低温过热器受热面管径、壁厚并经应力分析而定。每根悬吊管支持两片蛇形管。蛇形管与悬吊管的连接结构见图3.5-5。

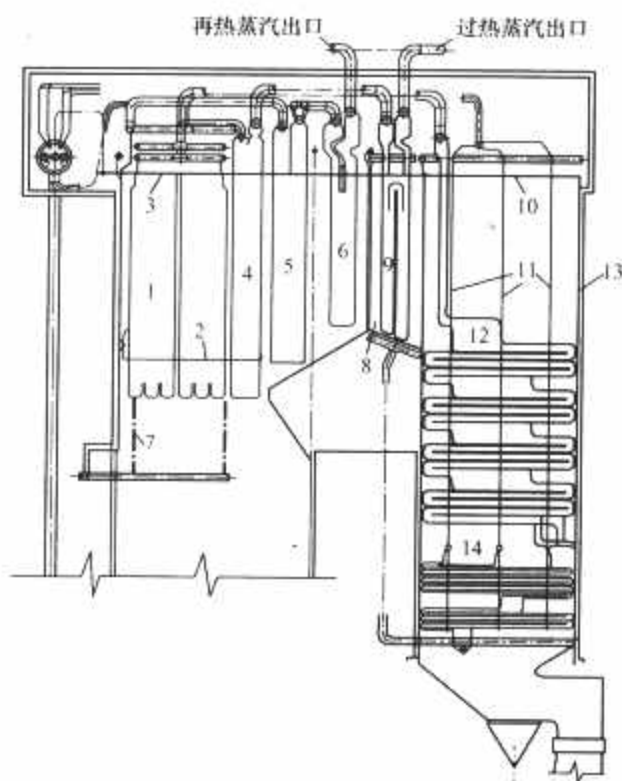


图 3.5-2 300MW 亚临界压力控制循环锅炉的过热器和再热器布置图

1—分隔屏; 2—蒸汽冷却定位管; 3—前炉顶; 4—后屏过热器; 5—屏式再热器; 6—末级再热器; 7—墙式辐射再热器; 8—延伸侧墙; 9—末级过热器; 10—后炉顶; 11—省煤器悬吊管; 12—低温过热器; 13—尾部包覆过热器; 14—省煤器

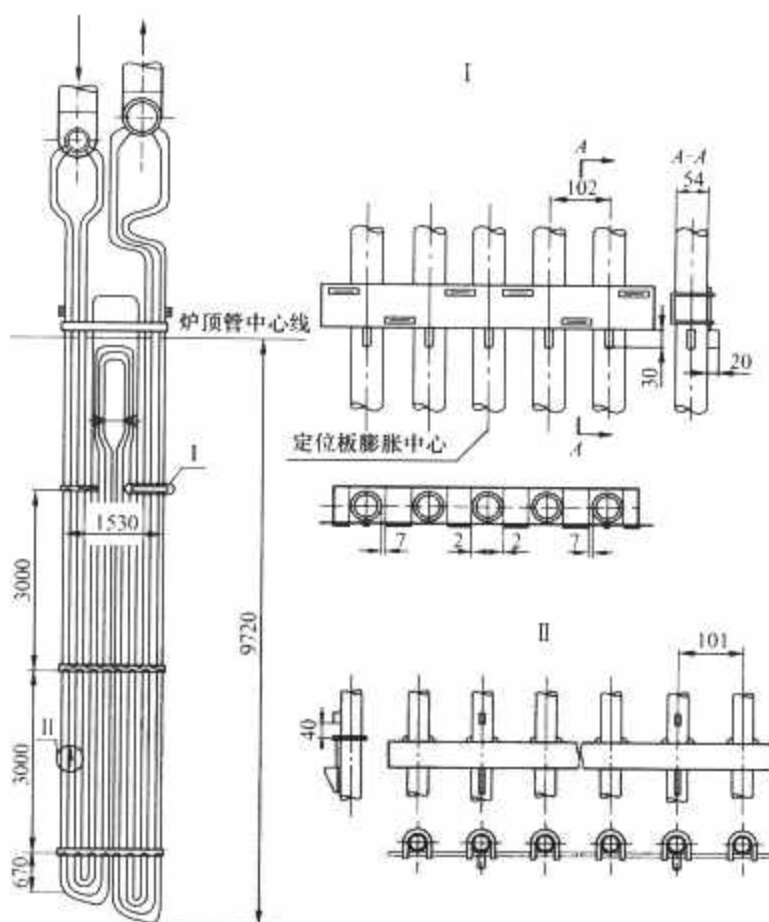


图 3.5-3 末级过热器及定位结构

## 2.1.2 对流再热器的结构形式

对流再热器也是由大量平行连接的管圈或蛇形管组成,实际上是一种中压过热器。但与中压锅炉的过热器相比,它又有高的汽温和大的流量,同时再热系统的阻力大小会直接影响到机组的热效率。当阻力增加 $0.1 \text{MPa}$ ,汽轮机热耗将增加 $0.28\%$ ,故设计时通常规定系统总阻力不大于再热器进口压力的 $10\%$ 。再热器本身的阻力占 $50\%$ ,连接管阻力占



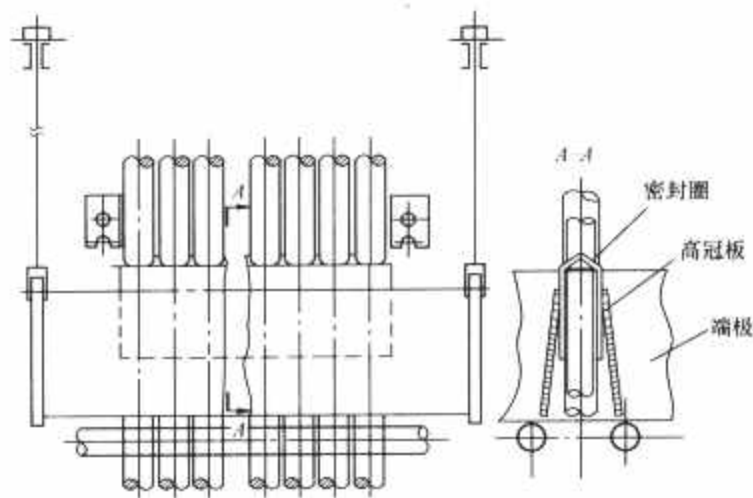


图 3.5-4 管屏支吊结构

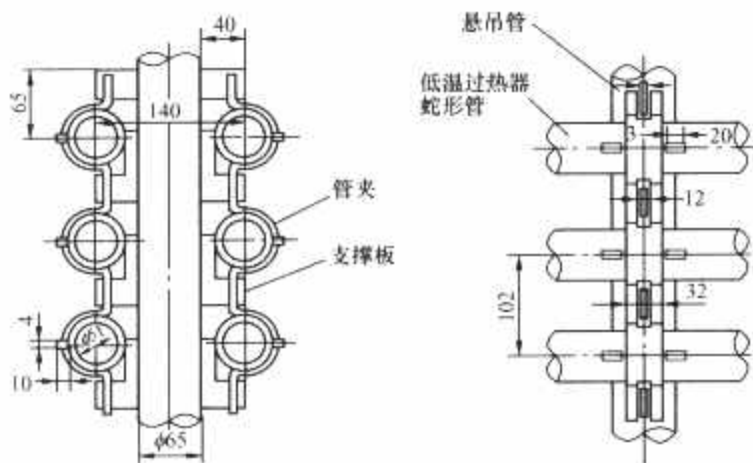


图 3.5-5 蛇形管与悬吊管的连接结构

50%。由于再热蒸汽压力较低，比热容小，对热偏差较敏感，又受到阻力限制，所以再热器工作条件比过热器更差。对流再热器一般布置在烟温稍低的区域，并采用较大管径（ $\phi 12 \sim \phi 63 \text{mm}$ ）和多管圈直至 6~8 根，以满足蒸汽流速要求。

对流式再热器按其结构布置，也可分为垂直式和水平式两类。一般水平式放置在尾部烟井中，通常为低温段；垂直式放置在水平烟道内，为高温段。

图 3.5-6 所示为 300MW 亚临界自然循环锅炉的再热器简图。低温再热器呈水平布置，每片受热面由 5 根蛇形管并联组成，并用管夹固定，管子间有垫块，以保持纵向节距。管屏吊挂在后烟井包覆过热器前墙下集箱引出的悬吊管上，每根悬吊管两侧各吊一片管屏，支承再热器的吊耳焊在悬吊

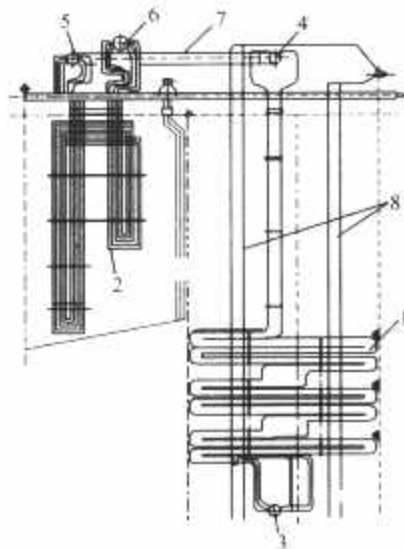


图 3.5-6 300MW 亚临界自然循环锅炉的再热器简图

1—低温再热器；2—高温再热器；3—低温再热器进口集箱；4—低温再热器出口集箱；5—高温再热器进口集箱；6—高温再热器出口集箱；7—连接管道；8—悬吊管

管上，如图 3.5-7 所示。高温再热器为垂直布置，放在水平烟道内，每片受热面是由 8 根蛇形管并联组成。水平方向上装有管夹，以保持管子纵向节距。横向用机械式定位装置以保持管子横向节距。

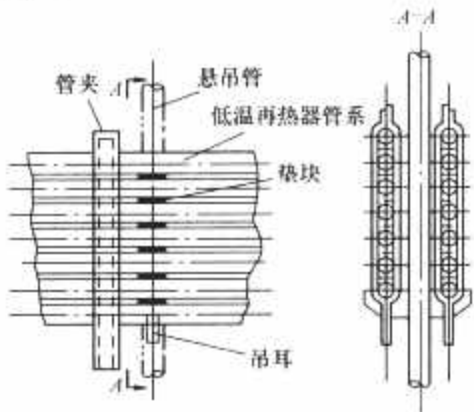


图 3.5-7 低温再热器的固定和支吊

## 2.2 半辐射过热器和再热器的结构形式

### 2.2.1 半辐射过热器的结构形式

随着锅炉容量的增大和蒸汽参数的提高，必然把过热器布置在更高烟温区，以减少过热器的金属消耗量，因此在炉膛出口处，进入对流烟道之前布置管屏，主要吸收炉膛中的辐射热，也吸收烟气流过时的对流热，称为半辐射屏式过热器。屏式过热器的设置使过热器辐射吸热比例增大，改善了过热汽温的调节特性。

屏式过热器的布置如图 3.5-8 所示，屏的垂直布置和水平布置的优缺点与对流式过热器相同，前屏主要吸收辐射热，其他各种布置的屏同时吸收辐射热和对流热，两者的份额依其布置位置而定。

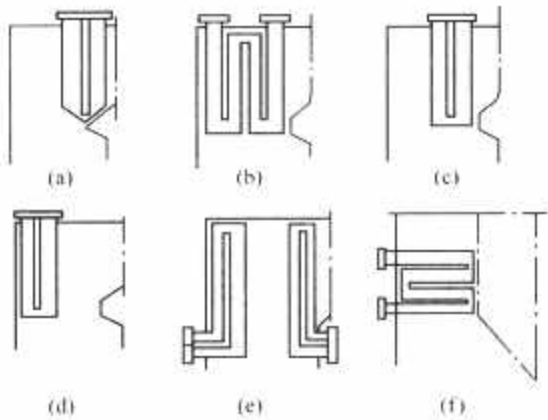


图 3.5-8 屏式过热器的布置

(a) 后屏；(b) 大屏；(c) 半大屏；(d) 前屏  
(e) 能疏水的屏；(f) 水平布置的屏

屏式过热器受炉内火焰辐射，热负荷较高，因而热偏差较大，特别是外圈管子，受热最强，长度又最长，阻力大，工质流量小，易发生超温现象。除用更好的材料外，在结构上采取措施，如图 3.5-9 所示。外圈管子采用较短长度或用较大的管径，内外圈管子交叉等。

屏式过热器管子外径为  $\phi 32 \sim \phi 54 \text{mm}$ ，通常屏间节距  $s_1 = 550 \sim 1000 \text{mm}$ ，根据热力计算标准，两管屏间距不得小于 550mm，否则影响辐射传热效果。屏中管子数由蒸汽流速确定，一般为 12~30 根，管间节距  $s_2/d = 1.1 \sim 1.25$ 。

图 3.5-2 中序号 4 后屏过热器为半辐射式过热器。每片管屏由 14 根管圈并联组成，管子外径为  $\phi 54 \text{mm}$ ，管屏中管子是通过装焊在管子间的活动连接件固定和定位。每对活动连接件包括 2 块凹件和 1 块凸件，分别焊于相邻的 2 根管子



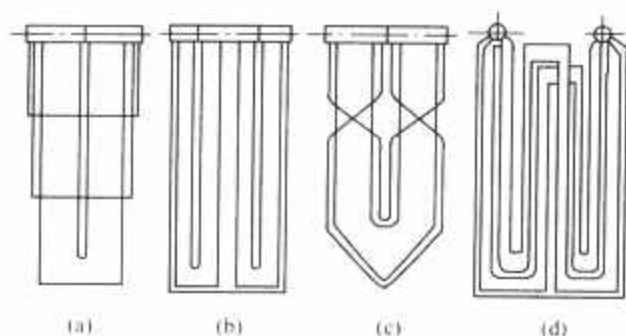


图 3.5-9 屏式过热器防止外圈管子超温的改进措施

(a) 外圈 2 圈管子截短; (b) 外圈 1 圈管子短路;

(c) 内外圈管子交叉; (d) 外圈 1 圈管子短路, 内外管屏交叉

上, 这种结构既保证了管子间的间隙, 又可使管子受热后沿轴线方向自由膨胀, 沿管屏长度方向活动连接件之间的距离为 3m 左右, 管屏底部用内圈管子夹持, 使管屏保持平整。管屏横向节距是用流体冷却定位管来定位。图 3.5-10 所示为屏式过热器的结构。

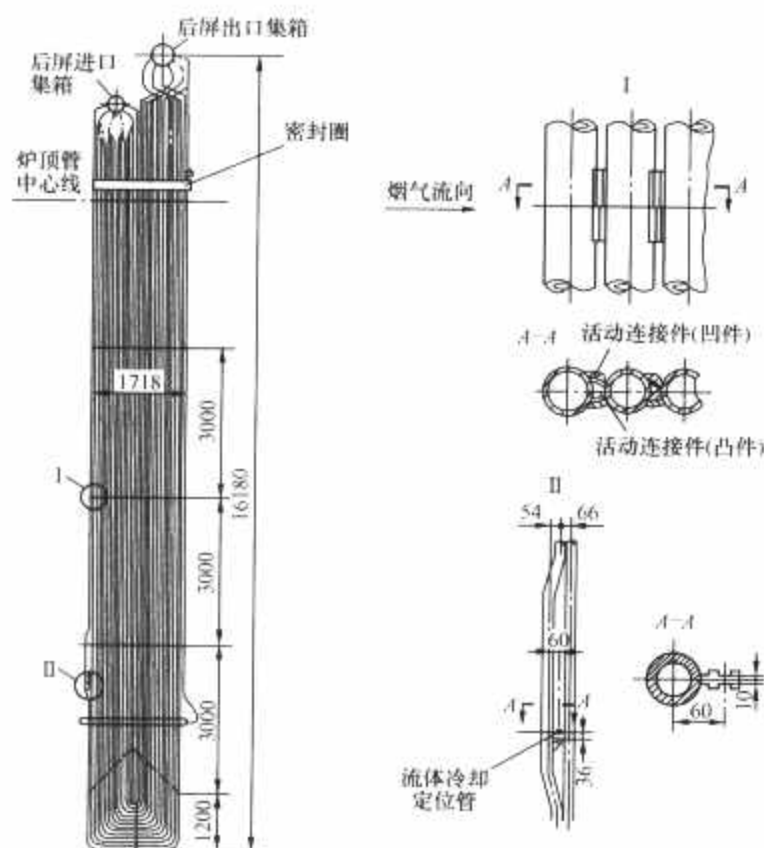


图 3.5-10 屏式过热器的结构

管屏的支吊结构见图 3.5-4, 这种支吊方式对炉顶密封有利。

## 2.2.2 屏式再热器的结构形式

屏式再热器通常布置在炉膛出口屏式过热器之后, 所处位置的烟气温度比屏式过热器要低些, 吸收辐射热和对流热, 如图 3.5-2 中序号 5 屏式再热器, 其结构与屏式过热器相似, 也是由平行管圈组成, 但管子直径比屏式过热器管要大, 管子外径为  $\phi 63\text{mm}$ 。管屏中管子用活动连接件固定和定位, 管屏底部用内圈管子夹持, 使管屏保持平整。管屏的横向定位及支吊方式与屏式过热器相同。

## 2.3 辐射过热器和再热器的结构形式

### 2.3.1 辐射过热器的结构形式

辐射过热器布置在炉膛壁面上直接吸收辐射热, 一般用于高参数大容量锅炉中, 对改善汽温调节特性和节省金属消耗有利。由于炉膛热负荷高, 管子工作条件差, 为保证运行可靠, 管中工质质量流速应保持在  $1000 \sim 1500\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

的范围内。在锅炉启动和低负荷运行时要保证过热器管的冷却。垂直布置在炉膛壁面上的辐射过热器可以仅布置在炉膛上部, 也可以沿炉膛全高度布置。辐射过热器中最大管壁温度可能比管内介质温度高出  $100 \sim 120^\circ\text{C}$ , 因此辐射过热器常为过热器的低温段。

现在高参数大容量  $\Pi$  型锅炉中普遍在炉膛上部布置分隔屏过热器, 如图 3.5-2 中序号 1, 不仅吸收炉膛辐射热, 并能分隔炉膛上部烟气流, 使烟气均匀流入水平烟道。通常 300MW 机组锅炉沿炉宽方向布置 4 片管屏, 600MW 机组锅炉沿炉宽方向布置 6 片管屏。每片分 6 组, 每组由数根并联管子组成, 进、出口集箱分开。这对减少屏间偏差, 保持各片屏出口汽温一致有利。两屏间距  $s_1$  为  $2100 \sim 3200\text{mm}$ 。管屏纵向用活动连接件固定, 横向靠流体冷却定位管定位。

### 2.3.2 辐射再热器(墙式再热器)的结构形式

辐射再热器一般布置在炉膛上部前墙或两侧墙壁面上, 吸收炉膛辐射热, 在锅炉启动阶段, 管内无介质冷却, 这时必须控制炉膛的出口温度不能超过再热器管的允许壁温。通常辐射再热器为再热器的低温段。

图 3.5-11 所示为控制循环锅炉墙式再热器的结构。再热器管子单排垂直布置在炉膛上部前墙和两侧墙前部。再热器管的节距与水冷壁管相等, 用连接板、拉杆和圆钢与水冷壁相连, 两者之间可相对移动, 如图 3.5-12 所示。沿管子长度方向有几道连接板, 连接板之间的距离一般为  $2.4 \sim 3\text{m}$ 。再热器管下部与水冷壁外侧的密封盒相焊作为固定点, 运行时, 再热器管壁温度高于水冷壁管, 故再热器管相对水冷壁管向上膨胀。这种结构也适用于墙式过热器。

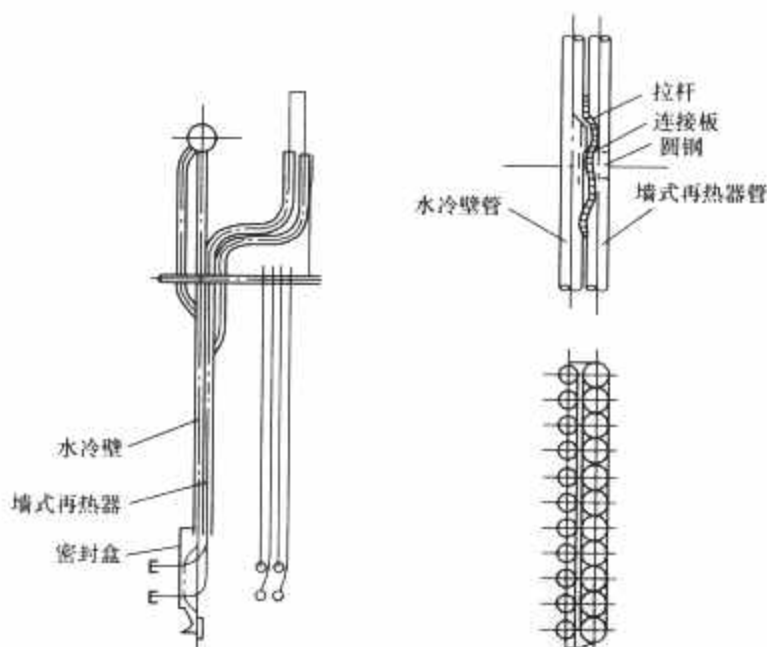


图 3.5-11 控制循环锅炉墙式再热器的结构

图 3.5-12 墙式再热器与水冷壁连接结构

## 2.4 过热器和再热器定位结构

定位结构有纵向(炉深方向)和横向(炉宽方向)定位结构。两类定位结构按受热面所处烟温高低又可分为下列形式:

横向定位结构	流体冷却定位装置	用于最高平均烟温 $>900^\circ\text{C}$ (燃煤燃气锅炉) 或 $>595^\circ\text{C}$ (燃油锅炉)
		机械式定位装置——用于低于上述烟温区。
纵向定位结构	滑动连接装置	用于最高平均烟温 $>1010^\circ\text{C}$ (燃煤燃气锅炉) 或 $>595^\circ\text{C}$ (燃油锅炉)
		板型定位装置

### 2.4.1 横向定位结构

(1) 流体冷却定位装置。分隔屏的流体冷却定位装置的前部垂直定位管与前水冷壁固定，后部垂直定位管与悬吊屏固定，前后垂直定位管通过分叉管组成一对水平夹持管，把前后分隔屏及后部悬吊屏夹持住，这样就可防止分隔屏的摆动，如图 3.5-13 所示。

悬吊屏的流体冷却定位管最好布置在管屏前部。一般设

置一个流体冷却定位装置，如果管屏宽度大于 1830mm，横向节距小于  $3d$ ，则需在管屏后部再设一横向定位的流体冷却管。垂直管屏流体冷却定位管结构如图 3.5-14 所示。

(2) 机械式定位装置。又称 U 形杆式定位装置，是由 U 形杆和带状钢板及支承耳板组成，结构简单，装配简便。带状钢板应分成几段，以利制造和膨胀，如图 3.5-15 所示。

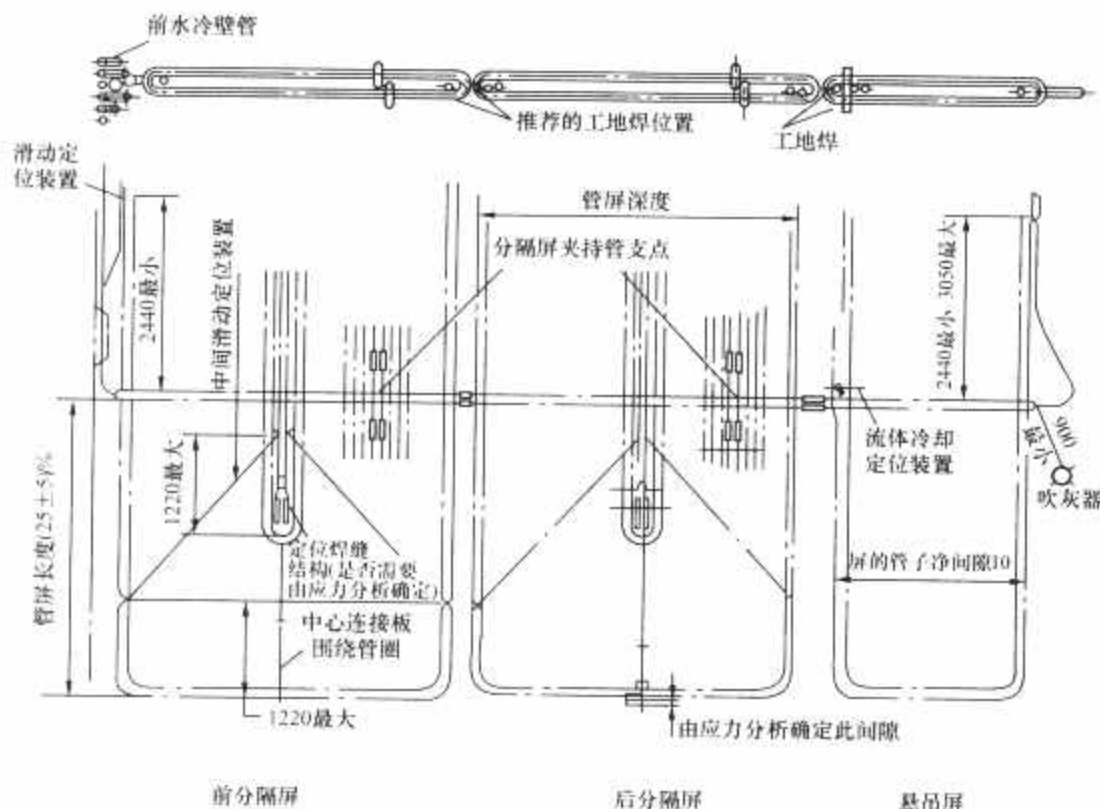


图 3.5-13 分隔屏定位结构

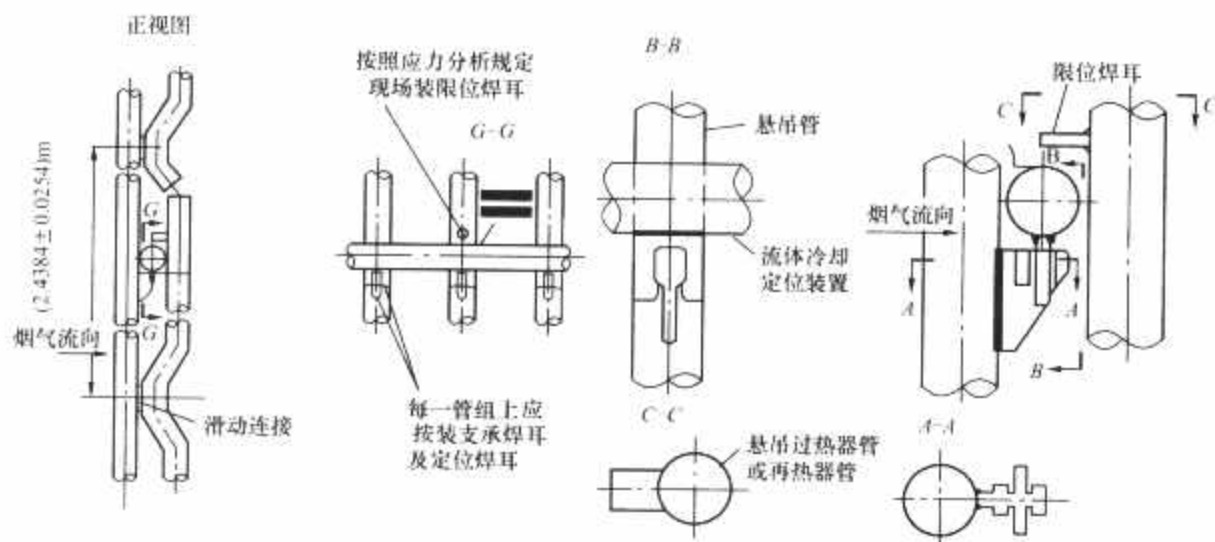


图 3.5-14 垂直管屏流体冷却定位管结构

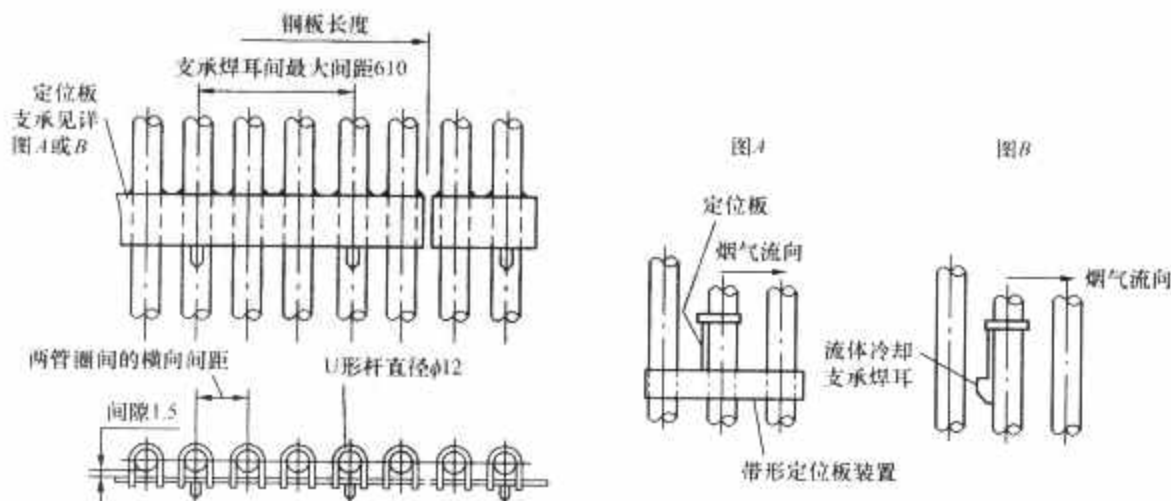


图 3.5-15 机械式定位装置

## 2.4.2 纵向定位装置

设置纵向定位装置的目的是使过热器或再热器管组沿锅炉深度方向能排成一列,并保持一定节距。

(1) 滑动定位装置。又称活动连接块,由一组凹凸形连接块组成,与管子相焊,既可把各管子固定在一起,又能保证各管子间的膨胀,如图 3.5-16 所示。

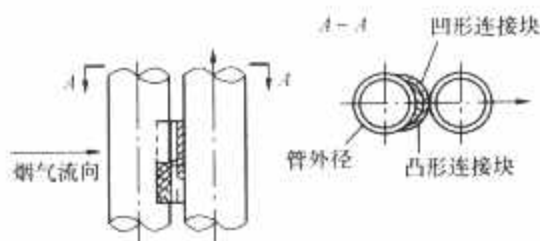


图 3.5-16 滑动定位装置

(2) 弯板型定位装置。当受热面所处烟温小于  $1010^{\circ}\text{C}$  (燃煤燃气锅炉) 或小于  $595^{\circ}\text{C}$  (燃油锅炉) 时,其纵向定位装置就采用弯板形定位装置,如图 3.5-17 所示。

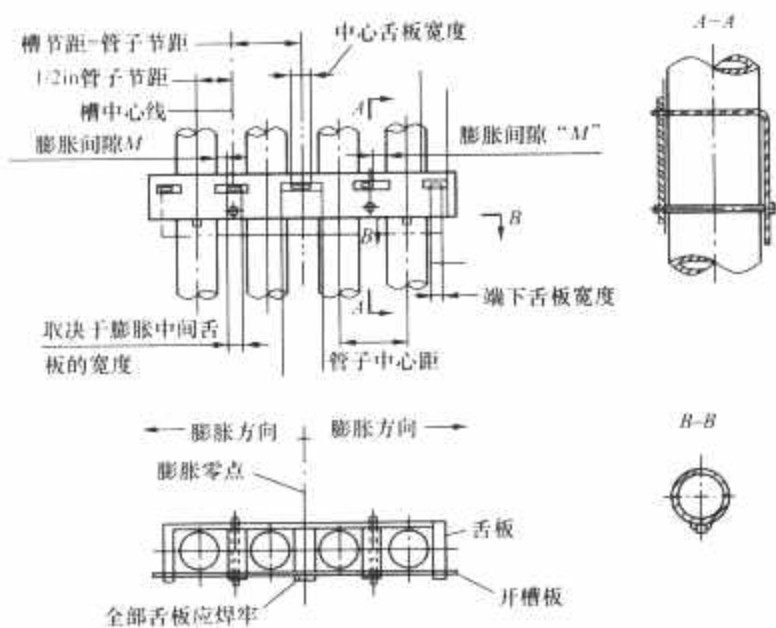


图 3.5-17 弯板形定位装置

如管组间横向节距小于  $150\text{mm}$ ,则各组的定位板布置高度应错开,即单号管组与双号管组定位板位置应错开一距离。如管组太宽,定位板可由 2 段并成,结构上应考虑定位板与管子间的膨胀间隙。每组定位板设有膨胀零点,使定位板从零点向两边膨胀。

## 3 过热器和再热器的汽温特性和调节方式

### 3.1 过热器和再热器的汽温特性

大容量电站锅炉的过热蒸汽和再热蒸汽温度一般要求为当定压运行时在  $60\%(70\%) \sim 100\%$  额定负荷范围内和变压运行时在  $50\%(60\%) \sim 100\%$  额定负荷范围内,它们与额定值的偏差分别应不大于  $\pm 5^{\circ}\text{C}$  (过热器) 和  $-10 \sim 5^{\circ}\text{C}$  (再热器) 之间。

过热蒸汽和再热蒸汽温度变化特性同过热器系统和再热器系统的受热面辐射和对流吸热比例、调温方式、调温幅度的选择有关,并且在运行过程中随着锅炉负荷、燃料性质、给水温度、炉膛过量空气系数以及炉膛出口烟气温度变化而较大的变化。

#### 3.1.1 辐射与对流吸热比例对汽温的影响

现代大型电站锅炉均采用复杂的辐射、对流多级布置的过热器系统,其目的是采用适当比例的辐射与对流传热特性的受热面积以得到比较平稳的温度特性。锅炉负荷变化时,

对流过热器(再热器)与辐射过热器(再热器)的汽温变化特性是相反的。由图 3.5-18 可知,在对流过热器中,随着负荷增加,蒸汽的焓增增大,对流过热器的出口汽温将要增加,如图中曲线 1 所示。在辐射过热器中,与此相反,随着锅炉负荷的增加,由于炉膛火焰的平均温度变化不大,辐射传热量增加不多,跟不上蒸汽流量的增加,因而使工质的焓增减小,因此随锅炉负荷增加辐射过热器的出口汽温是下降的,如图中曲线 2 所示。在设计过热器(再热器)系统时当采用辐射与对流多级过热器(再热器)系统,并具有适当的吸热量比例,则可得到比较平稳的温度特性,如图中曲线 3 所示。

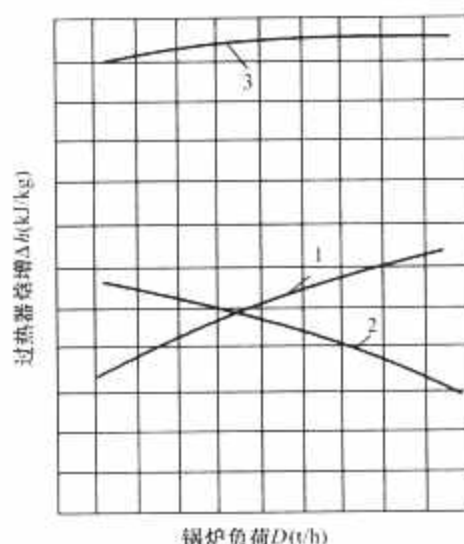


图 3.5-18 过热器焓增与锅炉负荷的关系  
1—对流过热器; 2—辐射过热器; 3—总焓值

大容量电站锅炉的大屏、半大屏过热器呈辐射特性,后屏过热器处于烟温较低区域呈弱辐射特性,布置在水平烟道中的对流过热器则具有明显的对流特性。国产大容量高压、超高压锅炉设计时屏的焓增占过热器系统总焓增的  $30\% \sim 50\%$ 。实践证明按照这个比例由低到高,运行时呈对流、弱对流和中性等特性。

再热器的汽温变化特性原则上与过热器的汽温变化特性相似,但又有其不同的特点。在过热器中,负荷变化时,其进口工质温度是保持不变的,等于锅筒压力下的饱和温度。而在再热器中,其工质进口参数决定于汽轮机高压缸的排汽参数,在负荷降低时,汽轮机高压缸排汽温度降低,再热器的进口汽温也随之降低,因此为了保持再热器出口汽温不变,必须吸收更多的热量,一般当锅炉负荷从额定值降到  $70\%$  负荷时,再热器进口汽温下降  $30 \sim 50^{\circ}\text{C}$ ,再加上再热蒸汽的压力为  $2.0 \sim 5.0\text{MPa}$ ,蒸汽比热容较小,因此,再热汽温的变化幅度较大。

采用变压运行方式,则再热器的汽温特性可以得到改善。锅炉在定压运行时,汽轮机依靠改变调节汽门的开度来改变机组的功率,而汽轮机前的主蒸汽压力和主蒸汽温度维持不变。当负荷降低时,汽轮机各级中的压力和温度都随蒸汽流量成比例地下降,因而使汽轮机高压缸的排汽压力和温度也都降低,从而影响再热器前的进口汽温。变压运行时,汽轮机的调节汽门保持全开,机组功率的变化是靠改变汽轮机前的主蒸汽压力来实现。此时,锅炉的压力随机组负荷变化而变化,而主蒸汽温度则仍保持不变。这样,在负荷变化时,汽轮机各级中的蒸汽温度基本上保持不变,汽轮机高压缸的排汽温度保持不变,再热器的进口汽温也就维持不变。变压运行时主蒸汽压力和高压缸排汽温度变化如图 3.5-19 所示。



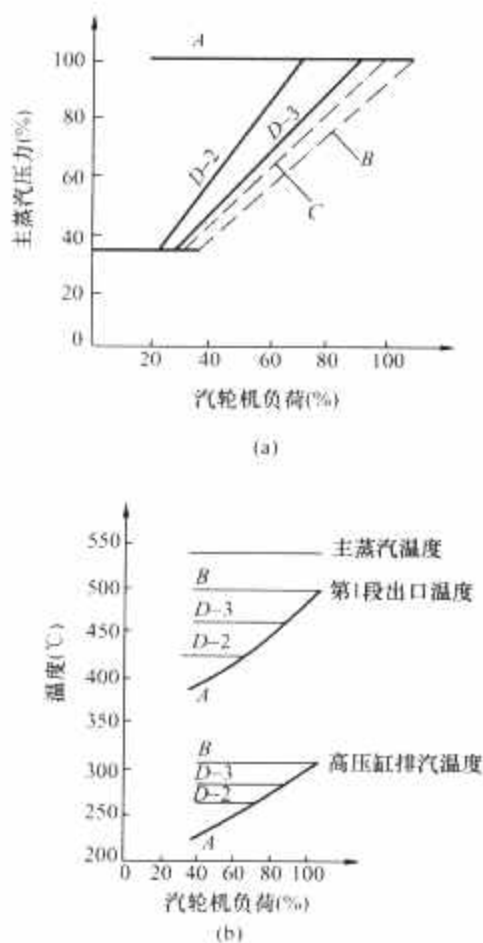


图 3.5-19 变压运行时主蒸汽压力和高压缸排汽温度的变化

(a) 主蒸汽压力; (b) 高压缸排汽温度

A—定压运行; B—纯变压运行 (4 阀全开); C—节流变压运行 (4 阀开, 节流 10%); D—复合变压运行; D-2—2 阀全开; D-3—3 阀全开

直流锅炉的汽温变化特性则与汽包锅炉不同。在蒸发受热面与过热受热面之间没有固定的分界线, 即过热器的受热面是移动的, 可以把直流锅炉看作是在一根长管内把给水加热成为过热蒸汽, 沿管子全长分成加热段、蒸发段和过热段 3 部分, 而这 3 部分之间又没有固定的分界线, 随工况的变动而变动。例如在给水量保持不变时, 如果减少燃料量, 则加热段和蒸发段的长度增加, 而使过热段的长度减小, 过热器的出口汽温就要降低, 要保持原来的蒸汽温度, 就必须增加燃料量或减少给水量。

由热平衡可知, 要保持过热蒸汽的焓值不变, 燃料量  $B$  与给水量  $G$  必须保持一定的比例。在直流锅炉中, 没有汽仓的缓冲作用, 故保持一定的燃料量与给水量比例, 来保持一定的汽温值, 尤为重要。如果汽温偏低, 可增加燃料量或减少给水量, 使汽温升高到额定值; 汽温偏高, 可减少燃料量或增加给水量, 使汽温降低到额定值。因此, 在直流锅炉中可以用保持给水—燃料比的办法来保持过热汽温, 能在 30%~100% 额定负荷范围内维持过热汽温为额定值。但是在直流锅炉中, 由于水容量小, 工况变化对汽温变化的敏感性很大, 而保持给水—燃料的比例要有一定的时间, 从得到温度变化的信号并作用到调节机构, 在此期间就可能发生大的汽温偏差。此外, 由于直流锅炉中工质的通流长度很长, 从给水进口到过热器出口的总长度有 600~700m, 因此直流锅炉的延迟时间较大, 这对调节是不利的。为此, 直流锅炉需要采用比较复杂的调节系统。

### 3.1.2 进口烟温对汽温的影响

在对流过热器中, 如进口烟温不同, 则过热汽温的变化特性也不相同。如把过热器布置在高烟温区, 则由于辐射吸

热的比例增加, 其汽温变化特性比较平稳。图 3.5-20 表示不同进口烟温对对流过热汽温变化特性的影响。当锅炉负荷从 1/3 增加到额定负荷时, 如过热器进口烟温为 1200℃, 过热汽温变化约为 10℃; 如进口烟温 900℃时, 则过热汽温变化达 50℃。当进口烟温 1200℃时, 其辐射吸热量的比例约占 50%, 因而过热汽温曲线比较平稳; 在 70%~100% 负荷范围内, 大致保持不变。在实际锅炉中, 由于受结渣条件限制, 对流过热器前的烟温不能达到这样高的程度, 而在目前普遍采用的屏式过热器中, 则能保持比较平稳的汽温特性。

### 3.1.3 运行方式对汽温的影响

现代大容量锅炉的过热器和再热器系统的吸热量与炉膛出口烟温、受热面的布置和烟室尺寸等因素有关。

一台已经设计制造完成的锅炉, 运行时的炉膛出口烟温决定了过热器系统和再热器系统各级受热面的进口烟温, 它对各级受热面的吸热量和汽温影响很大。通常, 炉膛出口烟温变化为  $\pm 3^\circ\text{C}$ , 过热蒸汽温度同向变化为  $\pm 1^\circ\text{C}$ 。

锅炉的燃烧工况影响炉膛出口烟温。若煤粉着

火提前, 火焰中心降低, 炉膛出口烟温下降, 过热蒸汽温度就随之降低。把三次风速度降低, 炉膛出口烟温上升, 过热蒸汽温度就随之上升。

### 3.1.4 给水温度对汽温的影响

锅炉运行过程中, 当负荷不变, 而给水温度变动时, 也会使过热汽温发生波动。锅炉给水温度降低时, 将使锅炉的总吸热量增加, 因而需要增加燃料消耗量, 这将使对流过热器前的烟气温度和烟气流速增加, 因而使对流过热器的吸热量增加而使过热汽温升高。在一般情况下, 给水温度变化不大, 对过热汽温的影响很小。但在某些情况下, 如高压加热器解列, 将使给水温度显著降低, 则对过热汽温有较大的影响。根据运行经验, 给水温度每降低  $10^\circ\text{C}$ , 将使过热汽温增加  $4\sim 5^\circ\text{C}$ 。

### 3.1.5 燃料对汽温的影响

燃料成分的变化, 对汽温的影响是极其复杂的。在煤种变化时, 随着可燃基挥发分  $V_{\text{daf}}$  的增加, 蒸发受热面吸热量增加, 蒸发量随之增加, 炉膛出口温度下降, 而使汽温下降。在煤种不变 ( $V_{\text{daf}}$  不变) 时, 主要是水分及灰分的变化对汽温有较大的影响。水分和灰分增加时, 由于燃料发热量降低而必须增加燃料耗量, 从而使对流过热器的烟速增加; 而使对流传热增强, 对流过热器的汽温将要增加; 在辐射过热器中, 则由于炉膛温度降低, 而使辐射吸热减少, 其出口汽温将要降低。一般煤中水分增加 1% 时, 过热汽温约增加  $1^\circ\text{C}$ 。灰分的影响因素较多, 如灰分增加, 将使着火恶化和燃烧过程延迟, 以及受热面沾污情况恶化, 因而比较复杂。

如果燃料种类改变, 则过热汽温变化将更大。例如, 煤粉炉改烧重油时, 则由于重油火焰的发光特性和炉膛热有效

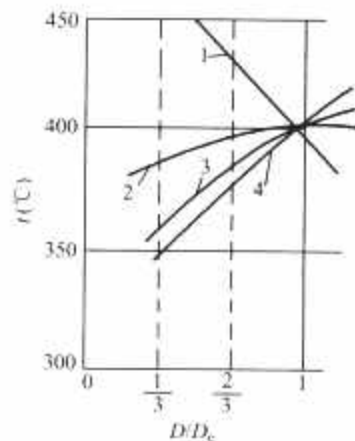


图 3.5-20 不同进口烟温对对流过热器汽温变化特性的影响

1—辐射过热器; 2—对流过热器进口烟温 1200℃; 3—对流过热器进口烟温 1000℃; 4—对流过热器进口烟温 900℃

系数均比燃煤粉时大，使炉膛吸热增加，因而辐射过热器吸热量增加，而对流过热器的吸热量则下降。

天然气在炉膛中燃烧，发光度低，接近不发光火焰辐射，燃烧器区域峰值低，在炉膛高度范围内分布平缓。这种分布沿整个受热面积分，就是炉膛的吸热量，但其值要比燃烧重油时小，因此炉膛出口烟温比烧重油时高。同一台锅炉，烧天然气时炉膛出口烟温要比烧重油时高 50~100℃，对过热蒸汽温度的影响将达到 20~30℃。

3.1.6 过量空气系数对汽温的影响

过量空气系数的变化，对汽温有明显的影响。在燃料量不变的情况下，如风量在通常范围内增加，由于炉内温度水平降低，使辐射过热器出口汽温下降。虽然由于炉膛出口烟温略有下降而使传热温差少量变化，但由于烟速增加显著，从而使对流换热明显增加，故对流过热器出口汽温增加。另外，一般过热器多数呈对流特性，炉内温度水平降低，将导致蒸发量减少。如果欲保持蒸发量不变，由于风量增加和锅炉热效率降低的原因，势必又要增加燃料耗量。综上所述，风量增加时，过热汽温将明显上升。由计算表明，一般炉膛出口过量空气系数增加 10%，过热汽温约增加 10~20℃。

3.2 蒸汽温度调节方式

3.2.1 蒸汽温度调节的基本要求和分类

(1) 蒸汽温度的允许偏差。蒸汽温度的正负偏差都将影响火力发电设备的正常运行，甚至发生故障。现在亚临界压力以上的高参数大容量锅炉，要求过热器和再热器温度控制范围：过热汽温在 35%~100%BMCR、再热汽温在 50%~100%BMCR 负荷范围时，保持稳定在额定值，偏差不超过 ±5℃。

在规定允许偏差值的同时，还应规定允许偏差值下运行的持续时间和汽温变化时允许的变化速度。目前我国对此尚无统一规定，而大多数火力发电厂中沿用如下规程：每次允许偏差值的运行持续时间不得大于 2min，在 24h 内允许偏差值下运行的累计时间不得大于 10min；蒸汽温度允许变化速度小于或等于 3℃/min。

(2) 对蒸汽温度调节设备的基本要求。不同的火电设备对蒸汽温度调节设备有不同的要求，但基本要求是相同的，主要有：

- 1) 调节范围大。
- 2) 结构简单可靠。
- 3) 调节惯性小，灵敏度高。
- 4) 对电站循环效率的影响小。
- 5) 附加的金属消耗和电能消耗少。

(3) 蒸汽温度调节设备的容量。蒸汽温度调节设备的容量应按正常运行工况来确定，并能满足蒸汽温度变化的需要。锅炉上各类调温设备的具体容量由热力计算确定。

(4) 蒸汽温度调节方式分类。蒸汽温度调节方式可分为两大类，即烟气侧和蒸汽侧调节。两大类中又可按调温方式分为若干小类，见表 3.5-2。中间再热机组常把两种不同的方法组合起来使用。

中参数锅炉的汽温调节大多数用蒸汽侧调节，而高参数大型锅炉为了得到良好的调节性能，尽量减少喷水过程的用水量，都把喷水减温和烟气侧调温手段结合起来使用。从发展趋势上看，以采用烟气侧调节为主（约占调节量的 2/3），蒸汽侧调节为辅（约占调节量的 1/3）。

表 3.5-2 调温方式分类及其优缺点

分 类		优 点	缺 点
蒸汽侧调节	表面式减温器 喷水减温器 汽—汽热交换器	调节灵敏、精细，可用作蒸汽温度的细调节	只能减温，不能升温，再热器喷水影响循环效率
烟气侧调节	摆动式燃烧器 烟气再循环 烟气调节挡板	可减温，升温双向调节	延迟大、精度差，只能作蒸汽温度的粗调节

3.2.2 蒸汽侧调节蒸汽温度方式

蒸汽侧调节蒸汽温度的主要手段是减温器，它是用冷却水（减温水）间接或直接冷却蒸汽的办法来达到减温目的。在减温器内蒸汽只能降温，不能升温，因此减温器是单向的蒸汽温度调节设备。

减温器在过热器系统中的位置需综合考虑汽温调节的灵敏性和对过热器的保护。减温器布置在过热器系统的前部，可保护过热器，但汽温调节的延迟较大；减温器布置在过热器后部，汽温调节灵敏，但过热器得不到保护。因此，在大型电站锅炉上常见的方式是将过热器系统分成串联的几级，减温器布置在两级过热器之间和末级过热器前，这就综合了前述两种布置方式的优点。

减温器的容量根据蒸汽在减温器中的焓降来确定，中压锅炉上减温器中蒸汽焓降取 60~85kJ/kg，高压、超高压锅炉取 85~130kJ/kg，亚临界压力及以上锅炉取 120~210kJ/kg。

蒸汽侧调节蒸汽温度的方式主要有如下 3 种：

(1) 表面式减温器。表面式减温器是一种管式热交换器，其特点是水和蒸汽不直接接触，对冷却水质没有特殊要求，给水或炉水都可以作为冷却水，在中小型锅炉中应用较多。其缺点是调节惯性大，金属耗量多。一般设计表面式减温器的减温焓为 50~80kJ/kg，应能保证在 70%锅炉负荷时过热汽温达到额定温度，并要留有一定裕量，以适应各种特殊运行工况的变化。

表面式减温器大多置于两级过热器之间，过热蒸汽在管束间绕流，给水在管内流动，用改变给水量来调节蒸汽温度。减温器给水通常串接在省煤器之前，其结构有 U 型管面式减温器和螺旋管式减温器两种。U 型管面式减温器由于结构上的原因，在距冷却水进、出口端约 400mm 长的一段外壳上难以布置蒸汽引入管和引出管，这样使得靠近端部的蛇形管中的蒸汽温度下降较多，引起过热器蛇形管中工质温度分布不均，偏差达 10~20℃。这种现象称为表面式减温器的端部效应。螺旋管式减温器内上下纵向布置两只小集箱作为冷却水的进出口集箱，其间连接若干个螺旋管圈。螺旋管圈作为通用元件。可以根据所需的减温要求选用不同的个数。这种面式减温器的端部效应很轻微。

(2) 喷水减温器。喷水减温器是大型锅炉中调节汽温的主要设备。减温水经喷嘴雾化后再从蒸汽中吸热汽化，来降低蒸汽温度。因而对减温水的水质要求很高，应使喷水后过热蒸汽中的含盐量及含硅量符合规定的品质。喷水减温的幅度与喷水量成正比，可达 100℃以上。但喷水后的过热汽温至少要比饱和温度高 20℃。喷水减温器结构简单、调节灵敏、热惯性小、时间延迟短，从喷水调节阀动作到减温器出口蒸汽温度开始变化仅需 5~10s，易于实现自动化。而且蒸汽压力损失小，一般为 0.05MPa。

高压自然循环锅炉常用两级喷水：第一级放在屏式过热器前，保护屏出口金属不超温；第二级放在末级过



热器前，以保证出口汽温。设计喷水量为锅炉额定蒸发量的3%~5%。

亚临界压力控制循环锅炉一般采用两级喷水：第一级放在低温过热器与分隔屏过热器之间，保护分隔屏不超温，第二级放在末级过热器前，以保证出口汽温。设计喷水量为锅炉额定蒸发量的 10%。

超临界直流锅炉过热汽温除了用煤水比作为粗调外，采用二级或三级喷水调节。当过热器无低温对流过热器时，用二级：第一级放在分隔屏和后屏之间，第二级放在末级过热器之前，分别用来保护屏的安全和保证出口汽温。若有低温对流过热器可采用三级喷水：第一级放在低温对流过热器前，用来控制中间点的温度，超前调节过热汽温；第二级放在屏式过热器前；第三级放在末级过热器之前，分别用来保护屏的安全运行和保证出口汽温。设计喷水量为锅炉额定蒸发量的 5%~8%。

通常不希望用喷水作调节再热汽温的主要方式，因为每喷水 1%，将使循环效率降低 0.1%~0.2%。故仅作为事故喷水，常用烟气侧调温方式来调节再热汽温。喷水减温器有各种结构，要求减温水尽快汽化，与过热蒸汽均匀混合，尽快减温，且蒸汽压力损失要小。

喷水减温器按其结构主要有以下三种：

1) 笛形管式喷水减温器。笛形管式喷水减温器由笛形管喷嘴和保护衬套组成，在锅炉上常利用过热器中间连接管或中间集箱作为减温器壳体。笛形管管径为  $\phi 50 \sim \phi 76\text{mm}$ ，管径可根据喷水量来定，按需要在管子上开若干喷孔。一般顺汽流方向喷水，减温水经过喷嘴的压力损失较小，设计时考虑的最大压力损失仅为 0.035MPa，其结构如图 3.5-21 所示。

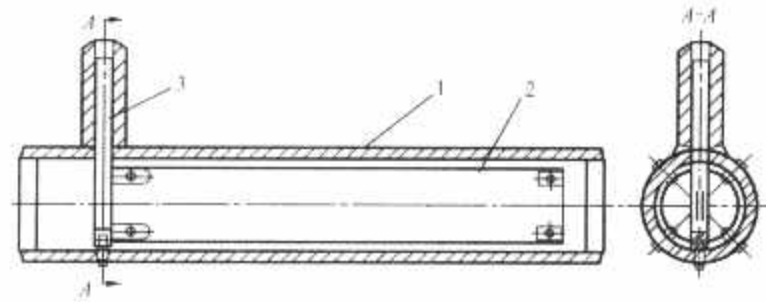


图 3.5-21 笛形管式喷水减温器的结构  
1—减温器筒体；2—衬套；3—喷水管

笛形管式减温器结构简单，制造、安装方便。但在减温水量小时雾化较差。为此，正在设计一种喷孔数目可调节的笛形管。

2) 莫诺克喷嘴式减温器。莫诺克喷嘴式减温器由莫诺克式喷嘴和保护衬套组成，布置在再热器进口连接管道内。减温水在喷嘴中强烈旋转，在离开喷嘴时依靠其离心力雾化成较细的颗粒。喷出的水雾形成伞面，与蒸汽达到充分接触，从而有效地进行热交换，使减温水的汽化长度缩短。

莫诺克喷嘴式减温器减温幅度大，雾化完善，特别适用于减温水量变化范围大的地方。但减温水经过喷嘴的压力损失较大，对于减温水压头不富裕的系统不宜使用，一般用于再热器事故喷水。

3) 文氏管式喷水减温器。文氏管式喷水减温器由文氏管和缩口外侧的减温水环形水室组成。文氏管缩口壁上设有若干喷水孔，减温水首先引入环形水室，然后经喷水孔喷入蒸汽流，其结构如图 3.5-22 所示。

文氏管式减温器的阻力特别小，只要其渐扩管的扩角适当 ( $6^\circ \sim 8^\circ$ )，蒸汽经过减温器的压降仅为 50kPa。又由于减

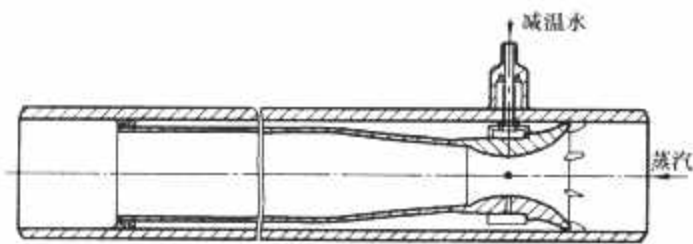


图 3.5-22 文氏管式喷水减温器的结构

温水在缩口处喷入，此处蒸汽流速最高，文氏管缩口所建立的负压将成为减温水喷入蒸汽的附加压头。因此，此类减温器特别适宜于减温水压头较小的系统中，例如自制冷凝水喷水减温系统。文氏管式减温器的制造和安装要求较高。

(3) 汽—汽热交换器。汽—汽热交换器是再热锅炉上用来调节再热蒸汽温度的一种方式。它是用过热蒸汽来加热再热蒸汽，控制再热蒸汽量就可以按需要调节再热蒸汽温度。对于以辐射为主的过热器系统，过热蒸汽温度随着锅炉负荷降低而升高，将其多余的热量来加热再热蒸汽，此时用汽—汽热交换器是特别合适的。

汽—汽热交换器按结构分有管式和筒式两种。管式汽—汽热交换器采用 U 形管的套管结构，过热蒸汽流经内管，再热蒸汽流经套管的夹层。筒式汽—汽热交换器采用  $\phi 800 \sim \phi 1000\text{mm}$  的圆筒体，内装设蛇形管。过热蒸汽在蛇形管内流动，再热蒸汽在筒体内作多次横向迂回冲刷蛇形管。

由于过热蒸汽向管壁和管壁向再热蒸汽的表面传热系数均较高，因此汽—汽热交换器的传热系数可达  $2000\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$  以上。然而，汽—汽热交换器的结构复杂、制造困难，控制再热蒸汽量的三通调节阀制造困难，调节性能也难以保证，现代电站锅炉上用得较少。

3.2.3 烟气侧调节蒸汽温度方式

烟气侧调节蒸汽温度主要有两类，即改变经过过热器和再热器的烟气量，或改变进入过热器和再热器的烟气温度，具体方式见表 3.5-3。

表 3.5-3 烟气侧调节蒸汽温度方式

类 型		调 节 方 式
改变烟气量	减少烟气量	旁通烟道
	增加烟气量	烟气再循环
	增减烟气量	烟气挡板
改变烟气温度	上升或降低烟气温度	摆动燃烧器 调整上、下排燃烧器负荷
	降低烟气温度	烟气再循环

烟气侧调节汽温可以按需要升高或降低，是双向调节方式，但调节精度较差，常作为粗调节。我国现代大型电站锅炉主要采用如下三种调节方式。

(1) 烟气再循环。其工作原理是将省煤器后温度为  $250 \sim 350^\circ\text{C}$  的一部分烟气，通过再循环风机送回炉膛，改变辐射受热面与对流受热面的吸热比例，以调节蒸汽温度。

采用烟气再循环后锅炉各段受热面的热力特性与再循环烟气量、抽烟口位置和炉膛送烟位置等因素有关，如图 3.5-23 所示。再循环烟气从炉膛下部送入时，随着再循环烟气量增加，炉膛温度降低，炉膛的辐射吸热量也同时减少，而炉膛出口烟温则变化不大。在对流受热面中，由于烟气量增加，使其吸热增加，而且沿烟气流程越往后，各受热面吸热量增加的值越大。再热器通常布置在烟温较低的烟道中，因此以烟气再循环调节再热汽温极为有利。每增加 1% 的再循



环烟气量，再热汽温就可升高约 2℃。所抽烟气温度越高，其调温效果越好，但风机的可靠性降低，电耗增加。

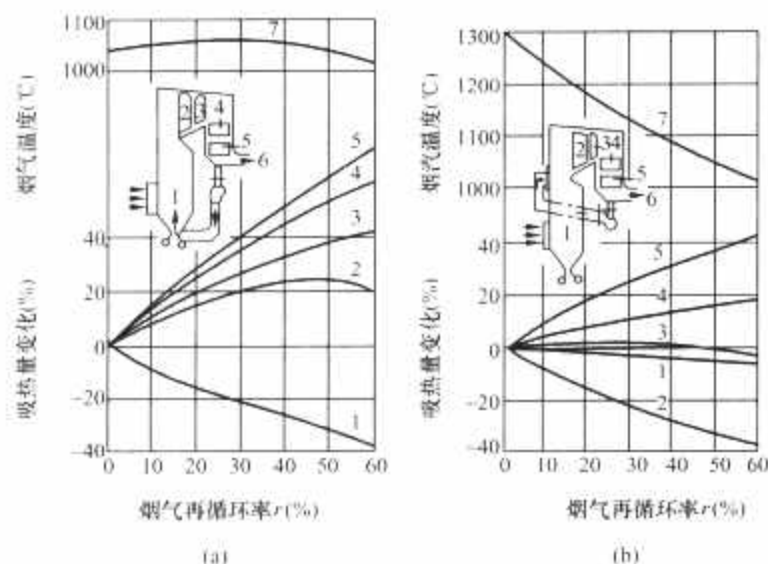


图 3.5-23 烟气再循环对锅炉热力特性的影响

- (a) 再循环烟气从炉膛下部送入；  
(b) 再循环烟气从炉膛上部送入

1—炉膛；2—高温对流过热器；3—再热器；4—低温对流过热器；5—省煤器；6—去空气预热器；7—炉膛出口烟温

再循环烟气从炉膛上部送入时，炉膛吸热量变化很小，但炉膛出口烟气温度明显下降，使高温过热器吸热量减少，再热器吸热量变化很小，只有后烟道受热面的吸热量才有增加。因此，其作用主要是降低和均匀炉膛出口烟温保护屏式过热器和高温对流过热器。

常用的办法是将再循环烟气同时接入炉膛上部和下部。在锅炉低负荷时，烟气从炉膛下部送入，以调节汽温；在锅炉高负荷时，烟气从炉膛上部送入，以保护高温过热器。

烟气再循环还可降低炉膛热负荷，防止蒸发系统的膜态沸腾和抑制  $\text{NO}_x$  的形成。

(2) 烟气挡板。烟气挡板是利用改变烟气量来调节汽温，现代锅炉上主要用来调节再热蒸汽温度。挡板将锅炉烟道分隔成两部分，主烟道中布置再热器和省煤器（也可仅布置在次烟道中），次烟道中布置过热器和省煤器，在其出口装设烟气调节挡板，如图 3.5-24 所示。调节挡板开度，就可改变通过再热器的烟气量，也就是改变 2 个并联烟道中的烟气分配比率，从而调节再热汽温。

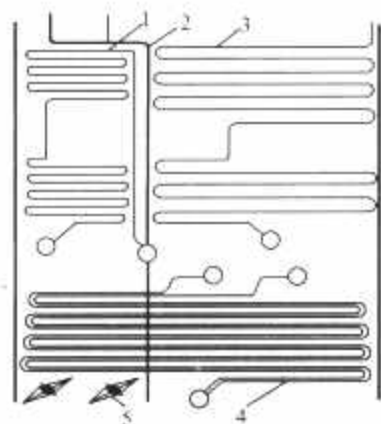


图 3.5-24 烟气挡板布置

1—过热器；2—烟道分隔墙；3—再热器；4—省煤器；5—烟气挡板

为防止烟气挡板的热变形，挡板应布置在烟温 400℃ 左右区域，并应防止磨损。挡板一般由耐热铸铁或耐热钢制成，在某些情况下还涂上搪瓷涂料。

与其他调温方式比较，分烟道挡板调温具有调温方法简单可靠、操作方便、不受煤种变化影响、不对炉内燃烧造成影响

等优点，挡板调温配合对冲燃烧方式，使锅炉控制负荷范围更宽广。缺点是汽温调节的延迟时间太大，挡板的开度与汽温变化不成线性关系，而大多数挡板只有在 0%~40% 的开度范围内比较有效。

(3) 改变火焰位置。改变火焰位置的方法很多，如摆动式燃烧器、切换上下排燃烧器、改变各排燃烧器的负荷等。其目的都是改变炉膛中火焰中心的高度，从而改变炉膛出口的烟气温度，以调节过热汽温和再热汽温。

摆动式燃烧器多用于四角布置的锅炉上。锅炉负荷高时，燃烧器向下倾斜某一角度；而在低负荷时，燃烧器向上倾斜某一角度，从而改变火焰中心的位置。一般摆动式燃烧器可上下摆动 20°~30°，下摆的角度受到燃煤充分燃烧的限制，国外一些大锅炉厂已经规定了燃烧器下摆角度的限制。此时炉膛出口的烟气温度可变化 110~140℃，蒸汽温度可调节 10~20℃。用摆动式燃烧器调节蒸汽温度是非常灵敏的，因为烟气温度的变化同时作用在整个过热器和再热器的所有受热面上，因此延迟很小。此种调温方法不需要增加额外的受热面，也不需要其他的功率消耗。但对于灰熔融温度低的燃料，为防止结渣，其调温幅度应受到限制；在燃油锅炉中，由于火焰较短，其调温效果不大。

大型锅炉上常采用多层燃烧器，如 4~6 层。依靠上下排燃烧器负荷的变化，可以改变炉膛火焰中心的位置，从而调节蒸汽温度。锅炉满负荷时，全部燃烧器投入运行；负荷下降时逐步停用下排燃烧器，使火焰没有受到炉膛下部蒸发受热面的冷却，炉膛出口的烟气温度变化较小。这种调节方式的调温范围较小，只能与其他调温方式配合使用。

(4) 其他方式。在燃用挥发分很低的无烟煤锅炉中，常采用 W 型火焰燃烧方式来达到促进其着火和燃尽的目的。W 型火焰的燃烧中心就在煤粉喷嘴出口附近，煤粉喷出后就直接受到回流高温烟气的加热。二次风一般布置在垂直的炉墙上，沿着火焰向下流动的行程与火焰交叉，分级、逐步地送入。改变不同高度布置的二次风的送入风量，来改变炉膛出口温度，从而调节对流过热器汽温。

## 4 过热器和再热器的热偏差

### 4.1 热偏差与热偏差系数的定义

由于设计和运行等因素，在过热器、再热器管组中并联的各根管子吸热量或介质流量存在差别，使各根管子内介质的焓增不相同，这种现象称为热偏差。过热器、再热器管组中个别管子的热偏差系数  $\zeta$  定义为

$$\zeta = \frac{\Delta h_i}{\Delta h} = \frac{\eta_i \eta}{\eta} \times \frac{n}{\sum \eta_i \eta} \quad (3.5-1)$$

$$\eta_i = q_i / \bar{q}$$

$$\eta_i = q_{mi} / \bar{q}_m$$

$$\eta_i = H_i / \bar{H}$$

式中： $\eta_i$  为热负荷不均匀系数，即计算管自蒸汽进口到计算点的热负荷  $q_i$  与管组相应区段平均热负荷  $\bar{q}$  之比值； $\eta$  为流量不均匀系数，即计算管的介质流量  $q_{mi}$  与管组平均单管流量  $\bar{q}_m$  之比值； $\eta_i$  为结构不均匀系数，即计算管进口到计算点的受热面积  $H_i$  与管组相应区段平均受热面积  $\bar{H}$  之比值； $n$  为管组中并联管数目。

由于存在热偏差现象，因此过热器、再热器管组中各并联管出口的蒸汽温度不可能是相同的，必然存在汽温偏差。管组中热偏差系数  $\zeta$  最高的那根管子，其出口汽温也最高（但不一定是壁温最高的那根管子）。

如果用计算管的最大容许焓增  $\Delta h_{yx}$ （用该管的最高容许汽温或最高容许壁温来确定）代替式 (3.5-1) 中的  $\Delta h_i$  值，则所得的热偏差值  $\zeta_{yx}$  成为该管组的容许热偏差系数。由式 (3.5-1) 可以看出，过热器、再热器热偏差和温度差

是由热力、流量和结构三方面的因素造成的。这些因素对热偏差的影响的详细叙述见第12章。

## 4.2 减小热偏差的措施

在热负荷和结构数据基本均匀的条件下,应尽量使管组中的流量分配均匀化。首要措施是:对于大容量锅炉,考虑管道引进或引出集箱的简便,可以采用大口径三通和大口径导汽管作为管组之间的联通方式,这样除了可以使流量分配均匀外,还可以起到中间多次混合的双重作用。对于中小型锅炉,可采用多根导汽管沿集箱长度方向作均匀引入或引出,以使流量分配均匀。如需要采用从集箱端部引入或引出的联通方式,应以U形连接方式为好。

(1) 要选择适当大小的集箱内径,使集箱内轴向流速适中,沿集箱长度方向的静压偏差最大值小于受热面管组中平均阻力降的10%。

(2) 在整个过热器或再热器系统中,选择适当的中间混合及交叉次数,以减少各级的热偏差及最终的出口汽温偏差。

(3) 对各级管组进行流量不均匀性计算,对个别管子(如外圈管)可通过调整管径,改变局部阻力系数等增加其流量;反之,对个别流量偏大或吸热较小的管子,可通过设置节流圈或增大管接头壁厚的办法来限制其流量。

(4) 控制各级受热面的焓增量,防止产生过大的热偏差及不必要地选用高级管材。

(5) 选择足够的管内质量流速,增强对热偏差的抵抗能力,防止管壁超温。这一点对再热器的设计尤其重要。

(6) 炉膛设计和燃烧器的设计要合理,尽量减小炉膛出口左右侧烟温偏差。

## 5 对流过热器和再热器的积灰与结渣、磨损和高温腐蚀

### 5.1 对流过热器和再热器的积灰与结渣

锅炉受热面积灰与结渣后,将使热阻增加而影响传热,随着机组容量的增加显得更为突出。严重时,对流烟道的烟气流阻力也要增加,这样使锅炉的出力及效率降低,并影响锅炉的可用率。在设计锅炉时,往往由于对积灰与结渣的热阻估计不够正确而使受热面布置过多或不足,这就影响了锅炉的技术经济指标。有时甚至使锅炉的出力及蒸汽温度不能达到设计参数;有时受热面布置过多,使汽温过高既浪费金属,又影响安全。因此,设计锅炉时,除尽可能正确估计积灰热阻的影响,保证设计结果的精确性外,还应选择合理的受热面布置方式及结构特性,使积灰程度减轻,并须选择适当的吹灰方法和吹灰器的数量,使锅炉能延长连续运行期。

锅炉中对流过热器和再热器的积灰有两种形态,即高温黏结灰(也称为结渣)和干松灰。

#### 5.1.1 积灰与结渣机理

锅炉运行时会使炉膛上部过热器、再热器垂直管屏产生结渣现象,造成结渣的主要因素有:

(1) 燃料的灰熔点。

(2) 气流的温度高于灰熔点时,气流中的灰渣呈熔化状态。

(3) 只有气流冲刷受热面时,才会造成结渣。因此结渣不仅与灰熔点、灰成分、灰黏度等煤的特性有关,还与炉膛热力参数、燃烧器结构与炉内空气动力工况、锅炉运行参数

等密切相关。

煤中含有较多的钠、钾、钙、钒等金属氧化物,在高温环境中燃烧时会发生升华。升华的金属氧化物呈气态,遇到较冷的受热面管壁即冷凝在管壁上,然后再与烟气中的三氧化硫、氧化铝、氧化铁等化合,形成各种硫酸盐。这些硫酸盐在相应的温度条件下呈熔状,并且有黏性,以这些盐类为黏结剂,大量捕捉飞灰。黏结灰有无限增长的特点,因此,对锅炉运行影响很大,常在锅炉炉膛受热面 and 高温(烟温大于800℃)对流受热面上发生。黏结灰的形成机理大致为:

(1) 燃料灰分中碱金属的氧化物在燃烧时升华,升华的灰粒非常微小,主要靠弥散作用到达管壁,并冷凝在管壁上。

(2) 冷凝在管壁上的碱金属氧化物,与烟气中三氧化硫反应成金属的硫酸盐;在高温对流受热面(对流过热器)上,由于钢管壁面的催化作用较强,还可使烟气中的二氧化硫氧化为三氧化硫的同时形成硫酸盐。

(3) 硫酸盐与飞灰中的氧化铁( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ )及烟气中的三氧化硫反应成复合硫酸盐 $[\text{Na}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3, \text{K}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3]$ ,也可与飞灰中氧化铝形成 $\text{Na}_3\text{Al}(\text{SO}_4)_3, \text{K}_3\text{Al}(\text{SO}_4)_3$ ,这些反应产物在500~800℃范围内呈熔状,有黏性。

(4) 以先沉积层为黏结剂,一方面捕捉飞灰;另一方面还可继续形成黏结物,使积灰层迅速增厚。

显然,这种形式的黏结灰在燃烧灰分中含碱金属多的(碱金属的质量份额大于0.5%)燃料时,在对流过热器及有时在高温省煤器上发生。在燃用燃料灰分中碱土金属化合物如 $\text{CaCl}_2$ 或 $\text{CaCO}_3$ 较多的锅炉中,往往发生以 $\text{CaSO}_4$ 为黏结剂的黏结灰。这种积灰的形成机理大致为:

(1)  $\text{CaCl}_2$ 在燃烧时升华,并冷凝在管壁上。

(2)  $\text{CaCO}_3$ 燃烧时分解成 $\text{CaO}$ ( $\approx 850^\circ\text{C}$ 时),与烟气中 $\text{HCl}$ 化合成 $\text{CaCl}_2$ 再升华。冷凝在管壁上的 $\text{CaCl}_2$ 可继续氧化,形成 $\text{CaO}$ ,然后 $\text{CaO}$ 再与烟气中 $\text{SO}_3$ (或由烟气中 $\text{SO}_2$ 催化反应成的 $\text{SO}_3$ )反应成 $\text{CaSO}_4$ 。

(3)  $\text{CaSO}_4$ 在1200℃以下一直是较稳定的化合物,并具有黏结性,因此可继续捕捉飞灰。当积灰层变厚时内层即硬结起来。

烟温较低的对流过热器、再热器、省煤器和空气预热器上沉积的飞灰,呈干松状,容易吹除。实际上,绝对干松的灰是不常有的,只能说是黏结成分很少而已。干松的灰热阻仍较大,对锅炉的热力工作影响也很大。

对锅炉对流受热面的松灰聚积进行观察,积灰主要在背风面形成,迎风面较少。当烟气流速增大时积灰减少,迎风面甚至可以没有积灰。因此,积灰的程度与烟气流速有关,到一定时间后积灰不再增长。无论是下降气流或是上升气流都得到类似情况。

烟气流中携带的飞灰,由各种颗粒组成,一般都小于200 $\mu\text{m}$ 。但大部分是10~20 $\mu\text{m}$ 的颗粒。当含灰的气流冲刷管束时,背风面产生旋涡区,大颗粒由于惯性大,不易被卷吸进去,进入涡流区的大部为小于30 $\mu\text{m}$ ,特别是小于10 $\mu\text{m}$ 的微小灰粒,碰上管壁便聚积下来。

单位质量的微小灰粒具有较大的表面积,也即具有较大的表面能,当它与管壁接触时,能靠分子力吸附在壁面上。根据研究,小于5 $\mu\text{m}$ 的灰粒,分子力吸附作用即可大于它本身的质量。当烟气流速在8~10m/s时,迎风面已不易产生灰粒沉积,而当烟气流速低于3m/s时,迎风面也会有较多积灰。



### 5.1.2 防止措施

(1) 取合适的炉膛容积热负荷、炉膛断面热负荷及炉膛出口烟温。

(2) 合理组织炉内空气动力场。

(3) 配置数量足够、性能良好的吹灰器,吹灰器布置位置正确,并在屏底设置长伸缩式吹灰器,实现程序吹灰。

(4) 正确设计和布置对流受热面。顺列布置比错列布置积灰较轻,横向节距  $s_1$  宜大,可使管列间不易搭桥堵塞。纵向冲刷受热面时,黏结灰积得较轻一些。所以,国外对燃用具有严重黏结灰倾向的燃料,在水平烟道中的对流过热器常用大节距顺列布置,甚至全部采用屏式受热面。

(5) 对于容易积黏结灰的燃料,在锅炉运行时,应一开始即正常投入吹灰装置,否则,如果受热面已黏结了灰就不易清除。

(6) 国外尚有采用低温燃烧(炉膛燃烧热强度不过高)、喷射添加剂及飞灰再循环等方法。

(7) 设计时采用足够的烟气流速,对于额定负荷,应不低于  $6\text{m/s}$ ,对有升华物质的燃料更高一些。

## 5.2 对流过热器和再热器的磨损

### 5.2.1 磨损机理及影响因素

燃煤锅炉对流受热面的飞灰磨损是一种常见的现象,这是锅炉烟气中的飞灰在  $700^\circ\text{C}$  以下有足够的硬度和动能,对锅炉管子产生磨削作用造成的。

锅炉管子的磨损量同烟气速度的  $3\sim 3.5$  次方成正比,速度是影响磨损量的主要因素。此外,磨损量同飞灰浓度、飞灰的物理化学性质、飞灰的颗粒尺寸和形状、锅炉管子材料的耐磨性等因素有关。

锅炉管子的磨损带有局部性质,并且各处的磨损程度不同。考虑到以上各种因素,选取合适的烟气速度,保证锅炉管子的使用寿命是锅炉设计的关键技术数据。

苏联热力计算标准方法提出:锅炉蒸发量  $D \geq 120\text{t/h}$ ,碳钢管道横向相对节距  $s_1/d_1 = 2.5\sim 4$ ,运行  $6\text{万 h}$ (约  $10$  年),速度不均匀系数  $K_w = 1.25$ ,浓度不均匀系数  $K_\mu = 1.20$ ,允许最大磨损量  $2\text{mm}$  等条件下,在对流烟道第1管束进口处的允许烟速是  $6\sim 12\text{m/s}$ 。美国燃烧工程公司推荐  $10\sim 13\text{m/s}$ ;日本三菱公司推荐  $7\sim 12\text{m/s}$ 。飞灰粒子的形状和尺寸,同煤粉细度有关,煤粉细度适当,燃烧完全的飞灰为球形;如果煤粉太粗,燃烧不完全,飞灰中含有未燃尽的焦炭粒子,其形状已不是球形,而是不规则的棱角形。后者对锅炉管子的磨损能力比前者强。

飞灰的平均直径约为  $110\mu\text{m}$ ,大于  $40\mu\text{m}$  的飞灰粒子约占  $80\%$ ,这些粒子质量较大,冲刷管子产生磨削作用。小于  $40\mu\text{m}$  的飞灰粒子随烟气流动,受管子阻挡时,飞灰粒子同烟气一起绕过管子,不产生磨削作用。管子的磨损量与灰粒子直径的平方成正比。

由于制粉设备失修或放松对煤粉细度的监督,使煤粉变粗;有时也因制粉系统出力不足,加粗煤粉细度,以提高出粉量。煤粉太粗引起不完全燃烧,不仅飞灰粒子粗,而且焦炭的硬度比灰大,形状不规则,增加了飞灰磨削能力,因此,飞灰可燃物应控制在  $2\%\sim 3\%$  之间。

对流过热器磨损部位大多数在靠近两侧墙的烟气走廊附近  $1\sim 5$  排的管子处于水平烟道底部的弯头,以及个别突出的管子和弯头上。

### 5.2.2 防磨措施

根据以上磨损机理及影响因素的分析,可以采取以下防

磨措施:

(1) 选用适当的烟气流速。

(2) 降低飞灰的浓度。

(3) 防止受热面中局部烟速和飞灰浓度过高,采用均流元件,消除烟气走廊。

(4) 采用防磨装置。

(5) 放大管子直径和管子节距,采用顺列布置。

燃烧方式对飞灰浓度有很大影响,例如液态排渣炉,尤其是旋风炉可使飞灰浓度大为降低,并且液态排渣炉的飞灰颗粒较细小,磨损性要小得多。因此,采用液态排渣可减轻和解决飞灰磨损问题。火床燃烧时飞灰浓度也较低,也可减轻磨损。W型火焰在下部着火炉膛底部向上反向流动时,烟气在炉内作  $180^\circ$  转弯,可将  $10\%\sim 15\%$  的粗灰粒分离下来,减少了烟气中的飞灰含量,减轻了对流受热面的飞灰磨损。

飞灰速度约等于烟气流速,因此,设计时采用适当的烟气流速是减轻磨损的重要措施之一。从飞灰磨损角度来看,火床炉和液态排渣炉由于飞灰浓度较低,飞灰粒度较细,允许采用比固态排渣炉高一些的烟气流速。

要避免局部地区飞灰浓度过高,但要完全避免却不太容易。应该使受热面的横向节距布置均匀,受热面与炉墙之间的空隙不过大,以避免产生烟气走廊。在  $\Pi$  型布置的锅炉中,转弯烟室靠后墙部分往往造成飞灰浓度及流速较大,因此,在后烟井内后墙处,低温过热器及省煤器受热面管组的上方装有烟气阻流板,防止管组弯头磨损。

## 5.3 过热器和再热器的高温腐蚀

随着蒸汽参数的提高,过热器、再热器及其吊挂和定距零件可能发生烟气侧高温腐蚀。严重时壁厚的腐蚀速度每年可达  $0.5\sim 1.0\text{mm}$ ,可见烟气侧高温腐蚀是影响过热器、再热器寿命的一个重要因素。而随着金属温度提高,烟气高温腐蚀和蒸汽侧金属氧化将大幅度上升,因此超超临界机组中腐蚀问题更加突出。腐蚀已成为超超临界锅炉发展中的关键问题之一。

### 5.3.1 煤粉锅炉的高温腐蚀

煤粉锅炉汽温参数高于  $510^\circ\text{C}$  以上时才发现有此问题,当汽温参数在  $565^\circ\text{C}$  以上时此问题就比较严重。例如,在一些汽温参数为  $540\sim 565^\circ\text{C}$  的锅炉过热器及再热器出口部分,管壁外部腐蚀一年可达  $1\text{mm}$ ,腐蚀大部分发生在管子迎风面。腐蚀处结灰较多,对腐蚀处结积物进行分析发现:壁面处为黑色腐蚀产物  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  及碳化物;贴壁一层结积物呈白色,在水中溶解度大,主要为碱金属硫酸盐,而其中  $\text{SO}_4^{2-}$  量超过形成碱金属的正硫酸盐的当量值;中间层为暗棕色,成分多为硫酸盐及氧化铁;最外层则为沉积的飞灰。对管壁外部腐蚀起主要作用的是白色的贴壁层。

进一步的研究表明,高温过热器管壁上结积物中的复合硫酸盐  $\text{Na}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3$  及  $\text{K}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3$ ,在  $550\sim 710^\circ\text{C}$  范围内呈稳定的液态,温度低于  $550^\circ\text{C}$  时,呈固态,温度高于  $710^\circ\text{C}$  时,要分解出  $\text{SO}_3$  而成为正硫酸盐。液态的复合硫酸盐对过热器管壁具有强烈的腐蚀作用,尤其在温度  $650\sim 700^\circ\text{C}$  时腐蚀最强烈。

正硫酸盐在高温区(如过热器的支吊零件上)也要呈液态而具有腐蚀作用,但腐蚀性比复合硫酸盐要轻。

焦性硫酸盐在过热器区域,因温度高,不可能稳定存在,并易迅速与飞灰中  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  化合而形成复合硫酸盐。由上述可见,燃煤锅炉的过热器与再热器的外部腐蚀,主要由



于结积层中有  $M_3Fe(SO_4)_3$  的存在和管壁具有使它溶化成液态的温度。

在燃煤中,如 K、Na、S 等成分含量多,要完全防止在过热器和再热器管壁外部腐蚀的方法是控制管壁温度。不同的管子在结积的复合硫酸盐数量相同(甚至还少一些)的情况下,管壁温度高的管子,腐蚀速度也高。现时主要用限制汽温参数来对付高温腐蚀。因此,国内外对高压、超高压和亚临界压力机组,锅炉过热蒸汽温度趋向于定为  $540^{\circ}\text{C}$ 。在设计布置过热器时,应注意蒸汽出口段不要布置在烟温过高处。

图 3.5-25 所示为高温对流受热面烟气腐蚀区域与烟气温度  $\theta$  及受热面金属温度  $t_h$  的关系,可作为锅炉高温对流受热面设计的参考。

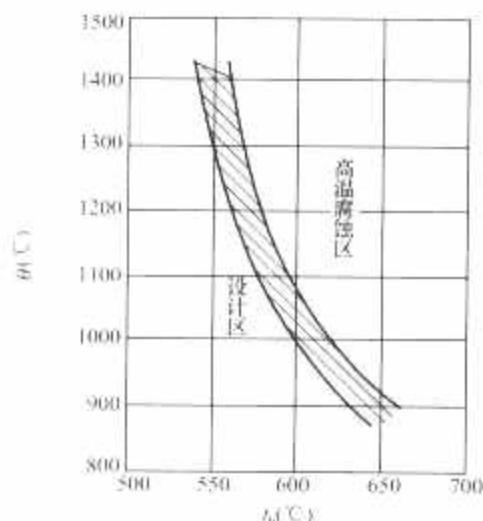


图 3.5-25 高温对流受热面烟气腐蚀区域与烟气温度  $\theta$  及受热面金属温度  $t_h$  的关系

为解决高温腐蚀,试用各种实用的防腐蚀合金钢材,尚未取得实用结果。关于采用添加剂以提高管壁结积物的熔点从而减轻高温腐蚀,在国外已有应用。

### 5.3.2 燃油锅炉的高温腐蚀

在使用油点火或掺烧油,或燃用含钒煤时,会对过热器或再热器引起钒氧化物型腐蚀。当燃料中含有钒氧化物(如  $V_2O_5$ )时,在燃烧过程中会进一步氧化生成  $V_2O_5$ ,熔点只有  $675\sim 690^{\circ}\text{C}$ 。当  $V_2O_5$  与  $Na_2O$  形成共熔体时,熔点降至  $600^{\circ}\text{C}$  左右。易于黏结在受热面上,并生成腐蚀性的  $SO_3$  和原子氧,对管壁进行高温腐蚀。钒氧化物型腐蚀的特点如下:

(1) 当灰中的钒/钠比 ( $V_2O_5/Na_2O$ ) 为 3~5 时,灰熔点降低,高温腐蚀速度最快。

(2) 发生腐蚀的壁温范围是  $590\sim 650^{\circ}\text{C}$ ,通常只在高温过热器和高温再热器中发生。

燃料中难免含有硫、钠、钾和钒等成分,要完全避免高温腐蚀是有困难的。通常可能采取的防止措施如下:

(1) 控制管壁温度。因硫酸盐型和钒氧化物型腐蚀都在较高温度下产生,且温度越高,腐蚀速度越快。降低管壁温度可以防止和减缓腐蚀。目前主要采用限制蒸汽参数来控制高温腐蚀。国内外大部分锅炉过热蒸汽温度与再热蒸汽温度趋向于定为  $540^{\circ}\text{C}$ 。同时蒸汽出口段不布置在烟温过高处。

(2) 采用低氧燃烧技术。降低烟气中  $SO_3$  和  $V_2O_5$  的含量。试验表明当过量空气系数小于 1.05 时,烟气中的  $V_2O_5$  含量迅速下降,且烟气温度越高,降低过量空气系数对减少  $V_2O_5$  含量的效果越显著。

(3) 选择合理的炉膛出口烟温,以及在运行过程中避免出现炉膛出口烟温过高现象,以减少和防止过热器与再热器结渣及腐蚀。

(4) 定时对过热器和再热器进行吹灰,清除含有碱金属氧化物和复合硫酸盐的灰污层,阻止高温腐蚀发生。当已存在高温腐蚀时,过多的吹灰,使灰渣层脱落,会加速腐蚀的进行。

(5) 合理组织燃烧,改善炉内空气动力及燃烧工况,防止水冷壁结渣、避免火焰中心偏斜或后移等可能引起热偏差的现象发生,减少过热器与再热器的沾污结渣。

由于燃油中含有钒、钠、硫等化合物,在过热器管壁上形成低熔点的  $V_2O_5$  和各种钠钒化合物,当管壁温度大于  $600^{\circ}\text{C}$  时熔化成液态,造成严重腐蚀。 $SO_3$  在结垢和腐蚀过程中起触媒作用。采用低氧燃烧,降低燃油的过量空气系数  $\alpha''$  到 1.03 以下,可使  $SO_3$  的含量减少,并使钒化合物较多地形成高熔点的  $V_2O_5$  和  $V_2O_4$ ,减少  $V_2O_5$  的形成量,对减轻腐蚀很有利。在燃油炉中如加入 Mg、Ca、Al、Si 等盐类附加剂,可以提高灰熔点,因而也能使腐蚀减轻。

### 5.3.3 蒸汽侧金属氧化腐蚀

当受热面管内蒸汽与高温的金属铁接触时将发生下列反应



在金属表面形成磁性氧化铁膜 ( $Fe_3O_4$ ),称为蒸汽侧金属氧化腐蚀。所产生的蒸汽腐蚀后生成的氢气如果不能较快地被气流带走,将与钢管表面发生作用,使之脱碳,造成钢材变脆,所以也称为氢腐蚀。

以往,人们对大多数钢材在蒸汽侧的抗氧化性能很少关注。随着锅炉参数向超临界和超超临界发展,运行温度的提高加剧了过热器、再热器甚至包括联箱和管道等蒸汽通流部件的蒸汽侧氧化。理论和试验均表明蒸汽侧氧化膜的厚度与温度、材料及运行时间有关。

高温蒸汽管内壁生成氧化膜是个自然的过程,在开始时膜形成很快,一旦膜形成后氧化便慢了,与时间呈抛物线关系。但在某些不利运行条件下,如超温(大于  $570^{\circ}\text{C}$ )、温度压力波动等,金属表面的双层膜就会变成多层膜的结构,这时氧化和时间又变成直线关系,双层膜先是变成多层膜,再进一步发展成为多个多层膜的多层氧化层结构,然后便会发生剥离。

氧化层剥离有两个主要条件:一是多层氧化层达到一定厚度(不锈钢 0.1mm、铬钼钢 0.2~0.5mm);二是温度变化频繁、幅度大、变化率高。过热器或再热器钢材的热胀系数一般在  $(16\sim 20)\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ,而氧化铁的热胀系数一般在  $9.1\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ,由于热胀系数的差异,在氧化层达到一定厚度后,在温度发生变化尤其是剧烈或反复变化,氧化皮很容易从金属本体剥离。

蒸汽侧金属氧化腐蚀将导致以下三种后果:

(1) 氧化层的绝热作用引起金属超温。

(2) 氧化层的剥落在弯头等处堵塞引起超温爆管以及阀门泄漏。

(3) 剥落的氧化物颗粒对汽机前级叶片的冲蚀。国外一些超临界机组曾发生因过热器管内壁氧化层脱落,被蒸汽带入汽轮机而引起喷嘴、叶片的固体硬粒侵蚀。

因此在过热器、再热器等材料选择中应充分考虑到抗蒸汽氧化及氧化层剥落性能。20~25Cr%钢和高 Cr-高 Ni 钢抗腐蚀和蒸汽氧化性能很好,但相对于强度来说价格过于昂贵限制了其使用。但新近开发的 20~25Cr%钢具有优异的高温强度和相对低廉的成本,包括 25Cr20NiNbN (TP310NbN)、20Cr25NiMoNbTi (NF709)、22Cr15NiNbN (Tempaloy A-3) 和更高强度级别的 22.5Cr18.5NiWCuNbN (SAVE 25),这些

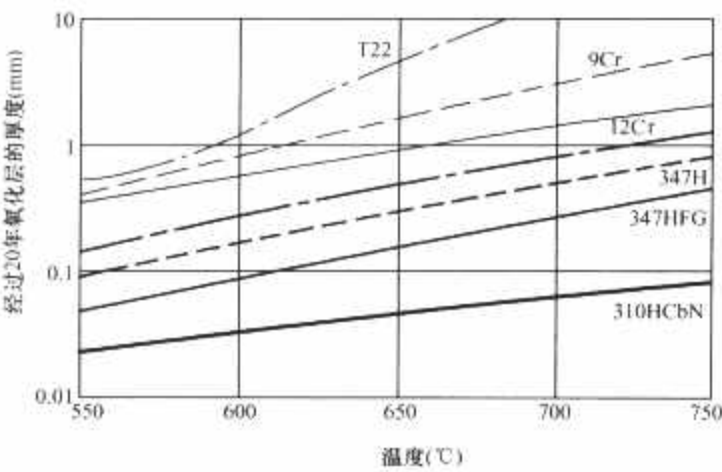


图 3.5-26 不同钢材氧化层厚度与温度的关系

钢通过奥氏体稳定元素 N、Cu 取代 Ni 来降低成本。图 3.5-26所示为不同钢材氧化层厚度与温度的关系。

高温蒸汽管内壁总会生成氧化膜，关键是要避免氧化层剥落。通常可采取地防止措施如下：

- （1）设计过热器和再热器时，针对所采用的蒸汽参数，选择抗蒸汽氧化及氧化层剥落性能好的材料。
- （2）运行中避免过热器和再热器长期超温，而使管壁温度偏高形成不致密的易剥落的多层氧化膜。
- （3）在锅炉启停过程中，管子温度变化幅度较大，使得管内氧化层容易剥离。故要特别加强监测。

## 第6章 省煤器

### 1 省煤器的作用与形式

#### 1.1 省煤器的作用

省煤器的主要作用是为了利用锅炉尾部低温烟气的热量来加热锅炉给水，从而可以降低锅炉排烟温度，提高锅炉的热效率，节约燃料消耗量。在现代大型电站锅炉中，特别是高压和超高压以上的锅炉中，由于给水的高度回热，并且采用了空气预热器，因此省煤器的另一个作用是为了减少蒸发受热面，以较便宜的省煤器受热面来代替价格较贵的蒸发受热面。

由于省煤器的布置排列非常紧凑，占位小，结构也较简单，因此省煤器的制造成本低，价格低。在满足锅炉性能和总体设计要求的前提下，用增大省煤器受热面来代替一部分价格高昂的炉膛水冷壁是降低锅炉制造成本的一条重要途径。

汽包锅炉中，由于省煤器的采用，使进入锅炉汽包的进水温度提高到接近于汽包中工质的饱和温度，降低了汽包进水温度和汽包中工质饱和温度之间的温差，从而也降低了由此温差而引起的汽包热应力。

#### 1.2 省煤器的形式

省煤器按所使用的材料分为铸铁式和钢管式；按水的预热程度可分为沸腾式和非沸腾式。

(1) 铸铁式省煤器。铸铁式省煤器，因其强度较低，只能用于工作压力低于4MPa的锅炉。由于铸铁脆性，不能承受冲击，因此铸铁式省煤器不能用作沸腾式省煤器，但它却具有铸件壁厚、耐蚀性好的优点，因此常用于给水未经除氧处理的工业锅炉中。

(2) 钢管式省煤器。钢管式省煤器具有结构紧凑、重量轻和造价低廉的优点，而且能够承受高压的汽水冲击，因运行可靠而在电站锅炉中得到广泛使用。

钢管式省煤器是由一系列并列的蛇形管所组成，蛇形管是用外径为 $\phi 25 \sim \phi 51 \text{ mm}$ 的无缝钢管弯制而成。管束可以排列成错列或顺列。蛇形管的进、出口端分别和进口集箱（分配）及悬吊管进口集箱（中间连接集箱）相连，这些集箱常置于烟道内。锅炉给水由省煤器进水管引入到省煤器进口集箱，经蛇形管束加热后的水进入几只中间连接集箱，再经省煤器悬吊管向上汇合到置于炉外的省煤器出口集箱（汇合集箱），然后由连接管道引入到汽包或在直流炉中直接引入到炉室下部水冷壁进口集箱。

钢管式省煤器一般均弯制成平面蛇形管形状，弯曲半径的大小直接和纵向管距 $s_2$ 相关。为了使受热面的结构紧凑，总是力求减小弯曲半径以缩小 $s_2$ 节距，目前已可弯制弯曲半径等于管子直径 $d$ 的蛇形管。

钢管式省煤器有光管式和鳍片管式两种，鳍片管式又可分为螺旋鳍片管和直鳍片管两种。直鳍片管省煤器是在钢管直段部分的外表面上、下部各焊上一条通长的扁钢，使烟气侧的表面得到扩展，增强传热效果。螺旋鳍片管省煤器则是

在钢管的直段部分焊上螺旋形鳍片而达到同样效果。另有一种H型鳍片管省煤器，是在钢管直段部分焊上H型鳍片。H型鳍片管当可归入螺旋鳍片管一类，目前也用于许多电站锅炉的省煤器上。对于非黏结性煤可以采用鳍片管，而对于黏结性煤则必须采用光管。各种形式的省煤器见图3.6-1~图3.6-4。

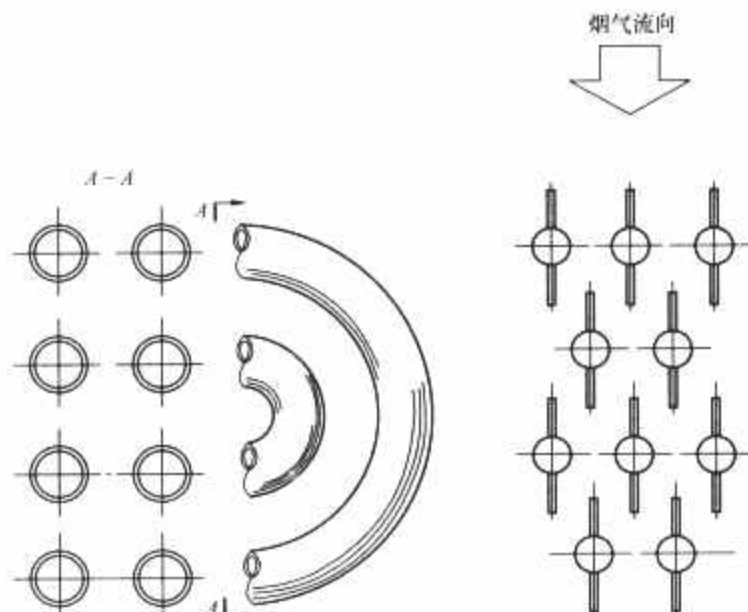


图 3.6-1 光管式省煤器  
(顺列布置)

图 3.6-2 直鳍片管省  
煤器 (错列布置)

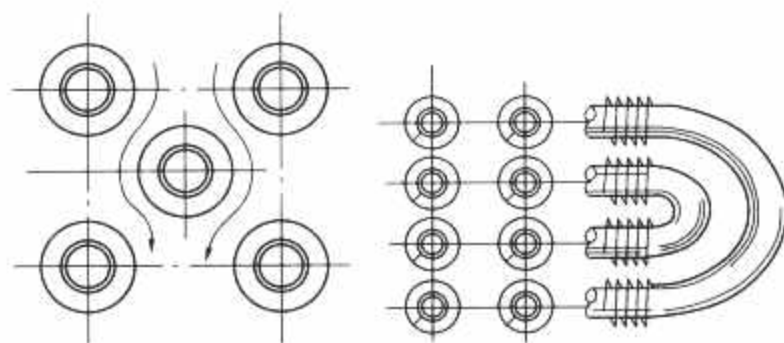


图 3.6-3 螺旋鳍片管省  
煤器 (错列布置)

图 3.6-4 螺旋鳍片管省煤器  
(顺列布置)

采用沸腾式省煤器还是非沸腾式省煤器主要是由蒸汽参数和燃料特性等因素决定。在电站锅炉上，这两种省煤器在结构上是基本相同的，而仅仅只是在热力工作特性上有所区别。中压锅炉因蒸发吸热比例较大，在省去对流蒸发的锅炉管束时，省煤器常为沸腾式。高压及高压以上的锅炉由于需考虑蒸汽清洗及炉水循环等问题，省煤器常为非沸腾式。

### 2 布置方式及结构形式

省煤器布置在锅炉尾部烟道的低温区，根据传热学原理，低温区的传热主要是对流换热。省煤器中的两种换热介质是烟气和水，而水的表面传热系数又远远高于烟气，因此，作为省煤器主要传热元件的钢管，均设计成工作介质水在管内作纵向冲刷，烟气则在管外作横向冲刷，从而达到最大的传热效果。此外，从强度考虑，也应将高压的工作介质水设计成管内流动。



不论省煤器钢管外的烟气作自上向下还是自下向上流动,省煤器中的水总是由下向上流动。在锅炉设计中,对于受到烟气加热的汽水混合物或单相的水,均应布置成自下向上的流动方向,只有在不受热的炉外管道,才能允许作向下流动。因为锅炉的给水除氧,不能百分之百地彻底,这些未除净的气体,将被作向上流动的工质一起带走。倘受热工质(单相的蒸汽除外)在炉内作向下流动,这些未除净的气体日积月累将逐渐积聚在管子上部,这一方面会造成管子内壁腐蚀,另外也会因气泡停滞而使管子过热烧毁,最后造成爆管事故,这在中外锅炉的设计史上,均曾发生过。

## 2.1 布置方式

钢管式省煤器主要是由并联的蛇形管组成,采用水平布置形式,其布置方式,按蛇形管束的排列可分为错列和顺列;按蛇形管束在烟道中的布置方向可分为平行于前墙布置和垂直于前墙布置;按省煤器进水方式可分为单面进水和双面进水(见图 3.6-5 和图 3.6-6)。根据锅炉总体设计的要求,省煤器又可分为单级布置和双级布置;根据传热方式又可分为顺流布置和逆流布置。现分别介绍如下:

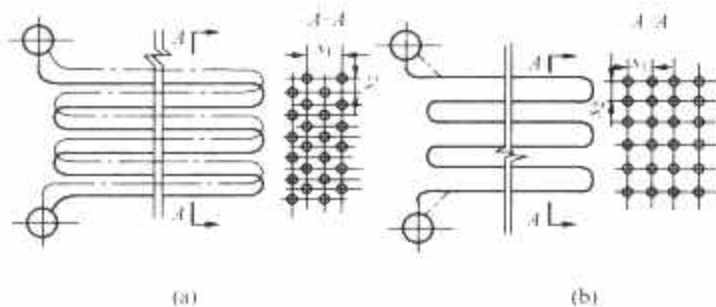


图 3.6-5 省煤器错列和顺列布置  
(a) 错列; (b) 顺列

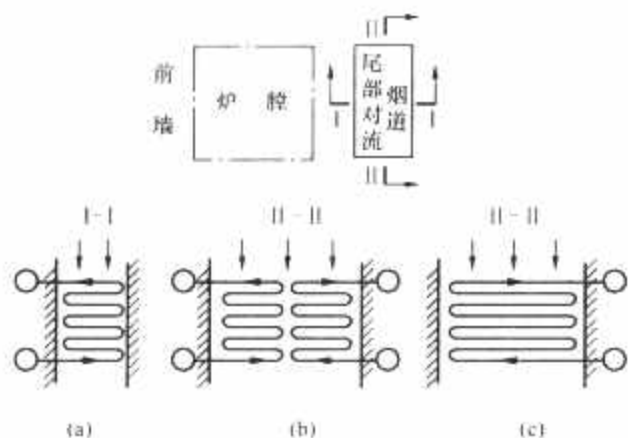


图 3.6-6 省煤器蛇形管的布置  
(a) 蛇形管平面垂直于前后墙; (b) 蛇形管平面平行于前后墙, 双面进水; (c) 蛇形管平面平行于前后墙, 单面进水

烟气冲刷受热面的方式有纵向及横向两种,在烟气流速相同时,横向冲刷较纵向冲刷的传热强度大,可以节省受热面。所以在锅炉中一般均采用横向冲刷的换热方式,对此省煤器水平管束也不例外。横向冲刷时,按照蛇形管束的排列分为错列和顺列。

一般来说,在相同的烟气流速、管子直径和烟温区间的情况下,错列管束可以达到较高的传热强度,而且错列布置可以使受热面的结构更为紧凑(单位立方米空间可以放置更多的受热面积)。所以早期的锅炉设计,对于省煤器布置往往采用错列的形式。

但是,如果不考虑沿气流流动深度方向的节距,而认为错列的管组一定比顺列管组的表面传热系数为高的看法显然是错误的。在这两种排列方式中,如果深度方向的节距都较

大,气流能够在流经每一排管子以后得到充分膨胀,那么错列的管子就没有好处,两种排列方式的表面传热系数是一样的。据此可知,沿烟气流程深度方向的管子节距  $s_2$  对于不同排列方式的管束有着不同的影响,对于错列管束,  $s_2$  应取用稍小些,而对于顺列管束,  $s_2$  则应取用稍大一些,以便两者均能获得较高的表面传热系数。

20 世纪 80 年代初,我国从国外引进了锅炉设计制造技术,其中对于省煤器的设计布置均采用了较大直径管子顺列排列方式。顺列布置对于受热面上的积灰清除,当采用吹灰器进行吹扫时,可以得到较好的效果,在合理设计布置后,可以得到近于错列布置的换热效果。而最主要的是顺列布置管束便于锅炉维修,当省煤器管发生泄漏时,顺列布置管束易于确定泄漏的管子,从而进行临时闷堵或更换。错列布置管束因难以确认管束中间的泄漏管子,经常发生错堵或错换泄漏管子的情况。

省煤器蛇形管在烟道中的布置方向对蛇形管中的水速有很大的影响。对于  $\Pi$  型布置锅炉,蛇形管平面可以布置成平行或垂直于锅炉前墙。当烟道尺寸和管子节距一定时,由于一般后烟井的宽度总是大于深度,当蛇形管平面垂直于锅炉前墙布置时蛇形管排数量多,因此水速就最低。当蛇形管平面平行于前墙时,蛇形管排数就大为减少,因而水速也就增高。对于容量较小的锅炉,必须采用平行于前墙的布置,才能达到省煤器中水速的要求。

当锅炉容量增大时,为了避免采用过高的省煤器水速,就必须将蛇形管布置成垂直于锅炉前墙,由于烟道深度尺寸较小,因此蛇形管的直段长度就较短,管子的支吊也就比较简单。但是这种布置使每排蛇形管的弯头均靠近后烟井的后墙和前墙,这在  $\Pi$  型布置的锅炉中会加剧飞灰对弯头的磨损。因为当烟气从水平烟道流入后烟井时,由于  $90^\circ$  的转弯而产生了离心力,烟气中的飞灰在离心力的作用下,向烟道的后墙一侧浓缩集中,形成局部的最大飞灰浓度冲刷省煤器各排蛇形管的后墙弯头,导致各排蛇形管位于后墙的弯头都发生严重的局部磨损。针对这种情况,现在常用的措施是在省煤器前后弯头上布置烟气阻流板,可有效地防止弯头局部磨损。如果采用蛇形管平面平行于前墙布置,那就会使比较严重的飞灰磨损局限于靠近烟道后墙的几排管子,此时只需更换这几排管子,问题即得到解决,从而使更换省煤器的检修工作量大为减少。

对于容量较小的锅炉,一般均采用蛇形管平面平行于前墙的单侧进水方式。当锅炉容量增大时,为了保证合理的水速,蛇形管根数就会增多,如果仍采用单侧进水方式,就会使烟道深度过大而使烟速过低,此时可以采用两侧进水的方式。采用两侧进水方式后,可使管子长度缩短,对省煤器管的制造、支承都较方便。

对于大容量电站锅炉大多采用蛇形管平面垂直于前后墙布置,并可以采用 2 根以上省煤器管进行套弯的办法来达到设计要求的水速和烟速。

当采用回转式空气预热器加热空气时,一般省煤器均为单级布置。但是,当锅炉燃用挥发分较低难以燃烧的燃料,而需较高热风温度时,或当采用管式空气预热器加热空气时,为了不使管式空气预热器的受热面和金属耗量增加过多,常将省煤器和空气预热器设计成相互交叉的 2 级布置。当省煤器为 2 级布置时,在 2 级之间的连接管应进行相互交叉,以降低各蛇形管中的工质温度偏差。

为了得到高的传热温差,增大传热效果,一般省煤器均采用逆流方式换热。水在省煤器中必须维持自下而上的流动

方向,以便冲走水中未除净的气体或水在加热过程中可能产生的汽泡,烟气则作自上而下的流动冲刷省煤器管束外壁,形成逆流换热方式,并有助于吹灰效果。II型布置锅炉的省煤器均为逆流方式换热。对于塔式布置的锅炉,在省煤器管内流动的水和管外冲刷的烟气均作自下而上的流动,呈现顺流换热方式。由于顺流温差较逆流温差小,所以需要布置较多的省煤器面积。

每一组省煤器的管束高度不应太高,过高的管束将使检修困难,难以正确判断管束中间的泄漏管子。对于管子节距布置较密的错列管束,其高度不宜超过1.5m。对于管子节距布置较稀的顺列管束,可稍高些,但也不宜超过2.0m。由于采用了较大直径及较厚管壁的管子和采取了有效地防止局部磨损措施,加上制造和安装水平的提高,因此省煤器管发生泄漏的事故大大减少,相应的维修工作量也大为减少。所以现在对省煤器蛇形管组高度的限制不像以前那样严格,许多制造厂控制管组高度都倾向于以公路、铁路允许运输尺寸为限。

当管束高度过高时,可以拆成2组或更多组管束布置。2组管束之间,应留有适当空隙,以便于检修和布置吹灰器,间隙高度一般为600~850mm。在省煤器和管式空气预热器之间也应留有足够的检修空隙,其高度一般为800mm左右。

## 2.2 结构形式

锅炉给水由省煤器进水管送入到省煤器分配集箱,分配集箱将水均匀地分配到各并联的蛇形管中,经过烟气加热以后,送入到汇合集箱,最后由连接管将汇合集箱中的水送入到锅炉的汽包中。这是中小型汽包型锅炉最简单的也是最典型的省煤器流程情况。省煤器蛇形管束则是采用管夹进行定位和支吊。

省煤器的分配集箱和汇合集箱,可以布置在烟道外,也可以布置在烟道内。当集箱布置在烟道外时,大量的蛇形管进出口端穿越炉墙和集箱相连,管子穿墙部位的炉墙一般用耐火混凝土浇成,管子和炉墙(耐火混凝土)之间留有间隙,使炉墙不受管子热膨胀的影响。为了保证这部分炉墙的密封性,必须装设可靠的密封结构。

从防止漏风的要求来看,将省煤器集箱布置在烟道内的结构是比较合理的。因为这种结构避免了数量众多的蛇形管穿越炉墙,只有集箱或少量的连接管穿越过烟道,这些穿墙处可以用石棉绳或膨胀节进行密封,漏风情况可以大为改善。

省煤器蛇形管系的支吊方式可分为支承式和悬吊式两种。

支承式一般用于中小型的电站锅炉上,省煤器和空气预热器均采用尾部烟道钢架支承,如图3.6-7所示为中压130t/h锅炉的第2级省煤器支承。省煤器蛇形管3通过定位管夹2支承在支承梁1上,支承梁为封闭箱形结构,外面用绝热材料包裹,中间通空气进行冷却。省煤器进出口集箱用U形螺栓6固定在托架5上,U形螺栓与集箱间留有适当间隙,以利集箱轴向膨胀。托架5则焊在锅炉的钢柱7上,蛇形管弯头与炉墙之间也留有适当间隙,以备蛇形管膨胀。这种支承式结构使支承梁1位于省煤器出口的较低烟温区,但它要求定位管夹2有较强的刚性,以免受压后丧失稳定性。

在目前的大中型电站锅炉上,锅炉采用整体悬吊结构,以满足锅炉的热膨胀和密封要求。图3.6-8所示为1025t/h亚临界压力锅炉悬吊式省煤器结构。省煤器蛇形管束通过管

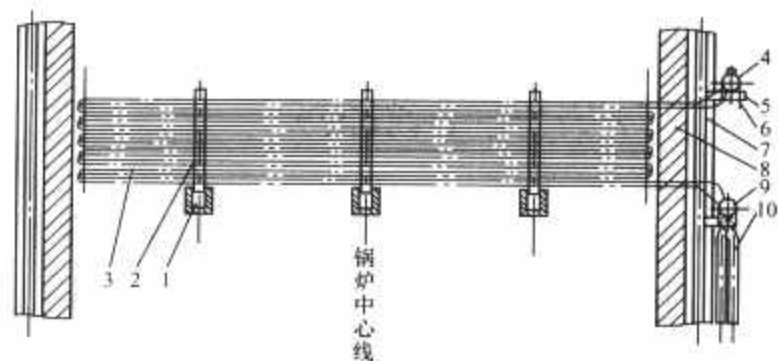


图 3.6-7 中压 130t/h 锅炉的第 2 级省煤器支承  
1—支承梁；2—定位管夹；3—省煤器蛇形管；4—省煤器出口集箱；5—托架；6—U形螺栓；7—钢柱；8—炉墙；9—省煤器进口集箱；10—连接管

夹4和吊耳直接悬挂在悬吊管进口集箱3下。悬吊管进口集箱通过悬吊管2支吊在炉顶上方的过渡梁上。锅炉给水从单侧或双侧进入省煤器进口集箱7,被均匀地分配到各并联蛇形管内。工质经烟气加热后流入悬吊管进口集箱,再经悬吊管汇集于后炉顶上方的省煤器出口集箱,最后工质由连接管道送入锅筒。在直流炉中省煤器出口工质由连接管道从出口集箱直接送入炉膛下部的水冷壁进口集箱。这一悬吊结构的省煤器,除位于后炉顶上方的出口集箱外,其他集箱均布置于烟道内。这种结构大大减少了因蛇形管穿越炉墙而造成的漏风。省煤器悬吊管除承吊省煤器本身重量外,并可承吊位于省煤器上部的其他受热面如低温对流过热器或对流再热器的重量。这种通水冷却的悬吊管结构不但工作安全可靠,而且可以节约大量贵重的耐热合金钢材,在目前的大中型电站锅炉上,已被普遍采用。

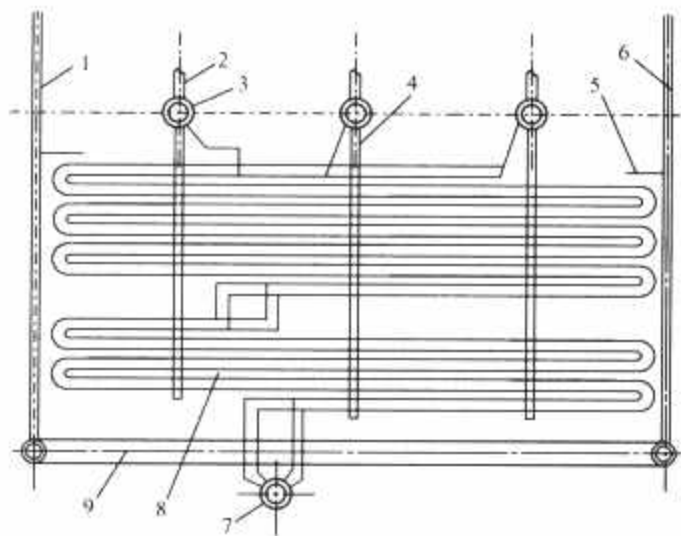


图 3.6-8 1025t/h 亚临界压力锅炉  
悬吊式省煤器结构

1—前墙包覆管；2—悬吊管；3—悬吊管进口集箱；4—管夹；5—烟气阻流板；6—后墙包覆管；7—进口集箱；8—蛇形管；9—后烟井包覆下集箱

不论省煤器的结构形式如何,其组成的构件均不外乎蛇形管、进出口集箱、中间连接集箱和悬吊管、进出口连接管、支吊和定位管夹、支承梁以及锅炉启动时用的省煤器再循环管等组件。

## 3 省煤器设计

省煤器工作于较低的烟温区,管内流动的又是温度较低的,进入锅炉的给水,其工作条件虽不像过热器那样严酷,然而如果对省煤器的设计制造不加注意,则在电厂运行时常会发生事故而影响到锅炉运行的可靠性。例如由于制造工艺



和安装施工上的缺陷,使省煤器管焊缝渗漏而迫使锅炉停炉时有发生。对于大型电站锅炉,防止和减轻省煤器的磨损和积灰等,已成为省煤器设计中的主要问题。

### 3.1 设计数据选取

省煤器设计中的一些主要设计数据及其选取范围分别叙述如下:

(1) 省煤器的沸腾率和过冷度。中压锅炉因蒸发吸热比例较大,省煤器常为沸腾式。沸腾式省煤器的沸腾率一般不大于 20%,沸腾率过高时将使省煤器的流动阻力剧烈增加。对于汽包式锅炉,当沸腾率大于 30%时,出口部分的蛇形管易产生脉动现象。

高压及超高压以上锅炉中的省煤器常为非沸腾式。

亚临界压力控制循环炉设计中,要求省煤器出口工质即汽包给水保持 28℃ 以上过冷度,以保证炉膛大直径下降管内混合水有至少 2.8℃ 的过冷度。目的是为防止炉水循环泵内产生气穴而导致泵损坏,进而危及锅炉安全运行。

在超临界直流炉设计中,在达到超临界压力运行状态之前的所有负荷下,必须维持省煤器出口工质有一定的欠焓。在最小直流负荷工况下(常为 30%MCR),省煤器悬吊管出口工质的过冷度通常为 17~28℃。

(2) 省煤器中的质量流速和水速。省煤器中水的质量流速可取为 600~800kg/(m<sup>2</sup>·s),即相当于在锅炉额定负荷下,对于非沸腾式或沸腾式省煤器的非沸腾部分中的水速,不应低于 0.3m/s,对于沸腾式省煤器的沸腾部分中的水速,不应低于 1m/s。对于作为悬吊管用的省煤器管,应采用较高的水速,以防止个别管子可能出现倒流的情况。省煤器中取用的水速过高,则使流经省煤器的水阻力过大。一般规定,省煤器中的水阻力,对于中压锅炉,不得超过汽包中压力的 8%;对于高压锅炉,不能超过汽包中压力的 5%。水速过低则又不易排出气体,引起管内空气阻塞及管子内壁的局部腐蚀,在沸腾式省煤器中则会产生汽水分层,造成管子疲劳损坏。

300、600MW 等级的亚临界汽包锅炉,其省煤器水阻力为 0.4MPa 左右。

600MW 以上的超临界直流锅炉,其省煤器管束包括悬吊管的水流动阻力(不含重位压头)为 0.1~0.24MPa。

上述省煤器压降都是典型的,实际压降大小随工程的不同而有一定的差异。

(3) 烟气流速的选取。省煤器中的烟气流速高低直接影响省煤器受热面的投资费用和运行费用。提高烟气流速,使对流传热加强,减少了受热面面积和降低制造成本,但因烟速提高而使烟气流动阻力增加,使风机的电耗增大。对于燃用固体燃料锅炉,烟速增加将使受热面的磨损加大。因此,对于作为主要对流受热面的省煤器设计,应考虑采用最经济的烟气流速。

经济烟气流速的决定与受热面的面积、电能价格(包括燃料价格)、受热面形式(影响传热特性及流动阻力)、风机效率以及运行补偿年限有关,也与燃料(灰的磨损特性和含灰量大小)和所采用的磨煤机形式(影响煤粉的颗粒大小)有关。国内一般推荐采用经济烟速为 8~11m/s。该经济烟速是指省煤器管束进、出口的平均烟速。

目前,我国大型电站锅炉的省煤器设计,已普遍采用了 φ42~φ51mm 的较大直径管子,有的甚至采用了直径为 φ57mm 的管子,由于大口径管子的壁厚较厚,对省煤器管束又采用了合适的管夹定距和支承结构,因此在这种省煤器

设计中,允许采用较高的烟气流速。在此应再次强调一点,引起严重磨损的是局部烟速的提高和飞灰的局部浓缩。因此,对于省煤器的防磨设计,重点在于防止出现烟气走廊,防止局部烟速提高和局部飞灰浓缩。根据这种实际情况,在省煤器水平管束弯头上方布置烟气阻流板(见图 3.6-8),完全可以有效地防止局部磨损。现在锅炉的省煤器设计中,即使采用了比原国内惯例高 50%左右的烟速,也未出现磨损问题。因此,对于具有良好结构设计的省煤器,应该允许选用较高的合理的烟气流速。

目前技术设计规定,当煤的含灰量(质量份额)高达 40%时,省煤器中的最大烟速为 11m/s,当煤的含灰量(质量份额)在 14%~20%时,最大烟速为 12.2~18.3m/s。该最大烟速系指省煤器管束进口处的流速。

在省煤器设计中,应根据燃料含灰量的高低和煤灰的磨损性来选用合理的烟气流速,以便将飞灰磨损程度控制在允许的范围之内,并能得到良好的传热性能。

根据煤的折算灰分含量,省煤器的最大允许烟气流速推荐值见表 3.6-1。

表 3.6-1 最大允许平均烟气流速

折算灰分 $A_{zs}$ (%)	省煤器中最大允许平均烟速 (m/s)
<5	13
6~7	10
9~11	9
30	7

折算灰分为

$$A_{zs} = 4187A_{ar}/Q_{net,ar}$$

式中:  $A_{ar}$  为煤的收到基灰分百分数,%;  $Q_{net,ar}$  为煤的收到基低位发热量, kJ/kg。

在省煤器设计中,也应按煤灰的磨损性来选定合理的省煤器烟气流速(见表 3.6-2)。

表 3.6-2 省煤器设计烟气流速的规定

煤灰的磨损性	管束最大进口烟速 (m/s)
磨损倾向轻微	18.3
磨损倾向严重	12.2

煤灰的磨损性判别指标  $H_m$  为

$$H_m = \frac{A_{ar}}{100} (\text{SiO}_2 + 0.8\text{Fe}_2\text{O}_3 + 1.35\text{Al}_2\text{O}_3) \quad (3.6-1)$$

式中:  $\text{SiO}_2$ 、 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  分别为三种氧化物在灰样中的质量百分值。

判别界限如下:

$H_m < 10\%$	磨损倾向轻微
$H_m = 10\% \sim 20\%$	磨损倾向中等
$H_m > 20\%$	磨损倾向严重

锅炉整体热力计算中,只要输入省煤器烟气通流面积,热力计算程序就可计算出任何一给定布置省煤器的烟速。设计者可及时调整结构布置,以满足和达到设计要求的烟气流速和受热面积。

### 3.2 省煤器的设计计算

锅炉设计在炉型选定以后,就应决定汽水流程系统和烟空气流程系统,并进行包括省煤器在内的锅炉整体热力计



算,计算出所需的省煤器受热面积后应对省煤器进行设计布置计算。

首先应决定省煤器蛇形管的管径  $d$ , 它对省煤器设计关系重大,直接影响到制造的经济性和今后投运后的安全可靠。

省煤器蛇形管管径越小,在相同的烟速下,烟气侧的表面传热系数就越大,因此,传递相同热量所需的受热面就越小。而且在承受相同的内压条件下,管壁厚度可以减薄,金属材料消耗和制造成本可以相应减少和降低。因此过去省煤器设计时常选用较小的管径,一般常用管径为  $\phi 32\text{mm}$  的管子,有时甚至选用管径为  $\phi 25\text{mm}$  的管子。但是这种小口径管子,由于刚性较差,壁厚也较薄,在烟道中难以维持相同节距,使排列参错不齐,影响传热和检修,并易形成烟气走廊,造成局部严重磨损而引起爆管事故。这也是造成过去电厂省煤器事故率高的原因之一。因此,采用小口径蛇形管,虽可减少金属材料消耗和降低制造成本,但不利于电厂的安全运行。另外使用寿命也较短,一般使用 10~15 年左右时间就需全部更换。目前,锅炉设计中常采用的省煤器管径为  $\phi 42\sim\phi 51\text{mm}$ ,由于采用较大管径的省煤器管后,省煤器事故率就大为减少。

省煤器的管径选定以后,就可以根据给水流量和省煤器中水速,用下式计算所需的省煤器管总数  $n$ ,即

$$n = \frac{Gv}{3600 \times 0.785 \times d_n^2 \omega} \quad (3.6-2)$$

式中:  $G$  为通过省煤器中的给水流量,  $\text{kg/h}$ ;  $v$  为通过省煤器中水的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $d_n$  为省煤器管的内径,  $\text{m}$ ;  $\omega$  为省煤器中水的平均流速,  $\text{m/s}$ 。

接着确定管子的横向节距  $s_1$  及纵向节距  $s_2$ , 这是根据煤的积灰特性进行确定的,煤的积灰特性或积灰严重程度用积灰指数作为判断依据。灰中挥发性物质  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  及  $\text{CaSO}_4\cdot\text{Na}_2\text{O}_4$  可以作为衡量煤的积灰特性的指标。积灰强度与积灰速度是影响积灰程度的两个因素。积灰强度与灰的化学组成、温度及时间有关,而积灰速度则与煤中的灰分及灰中挥发物的含量有关。所以,灰的化学组成可以作为判断积灰程度的指标。对于烟煤型灰  $\frac{\text{Fe}_2\text{O}_3}{\text{CaO}+\text{MgO}} > 1$ , 积灰指数  $R_F$  表达为

$$R_F = \frac{B}{A} (\text{Na}_2\text{O}) \quad (3.6-3)$$

$$B = \text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O} \quad (3.6-4)$$

$$A = \text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2 \quad (3.6-5)$$

式中:  $R_F$  为积灰指数;  $B$  为灰中碱性成分的质量百分数, %;  $A$  为灰中酸性成分的质量百分数, %。

$\text{Na}_2\text{O}$ 、 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 、 $\text{CaO}$ 、 $\text{MgO}$ 、 $\text{K}_2\text{O}$ 、 $\text{SiO}_2$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 、 $\text{TiO}_2$  分别为各成分在灰样中的质量百分数。

积灰指数  $R_F$  与积灰程度的对应关系见表 3.6-3。

表 3.6-3 积灰指数  $R_F$  与积灰程度的对应关系

积灰指数 $R_F$	积灰程度
$<0.2$	轻微
$0.2\sim0.5$	中
$0.5\sim1.0$	高
$>1.0$	严重

对燃用积灰程度轻微(积灰指数为 0.2 或更低)煤的锅炉,省煤器可以采用较密的节距和较深的管束,如果煤的积灰程度特别严重(积灰指数为 1.0 或更高)则应采用宽节距,并减少管束深度。对于错列布置的省煤器,一般取用  $s_1/d=2\sim2.5$ ,  $s_2/d=1\sim1.5$ 。对于顺列布置的省煤器,一般取用  $s_1/d=2\sim2.5$ ,  $s_2/d\approx 2$ 。不论错列布置或顺列布置,节距  $s_2$  直接和蛇形管的弯曲半径相关。

容量较小的锅炉中,省煤器管圈平面常平行于前墙布置(见图 3.6-9)。在省煤器总管数  $n$ 、管子节距  $s_1$  和  $s_2$  选定以后,当省煤器采用错列布置时,为使布置对称,达到简化目的,管子总数应取用奇数而不用偶数。此时第 1 行的蛇形管为  $n_1 = \frac{n+1}{2}$  排,第 2 行蛇形管为  $n_2 = n_1 - 1 = \frac{n-1}{2}$  排。据此它可按式确定烟道的深度  $b$

$$b = (n_1 - 1)s_1 + 2c \quad (3.6-6)$$

式中:  $c$  为最外侧管子中心线与炉墙边的距离,在满足集箱轴向膨胀要求的前提下,一般取为近于  $s_1/2$ ,以防止引起烟气走廊。

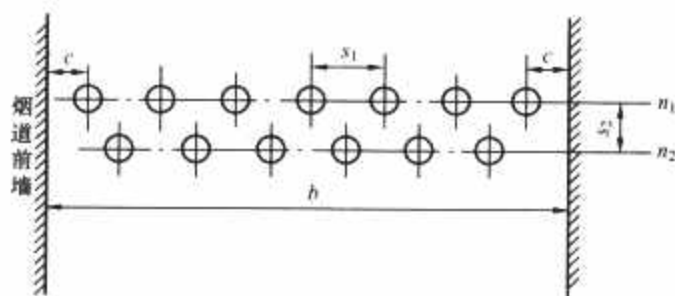


图 3.6-9 省煤器管簇排列

在决定了烟道深度尺寸  $b$  之后,烟道的宽度尺寸  $a$  一般取为等于炉膛的宽度。省煤器的管子长度一般短于烟道宽度,使在烟道两侧留有 50~60mm 的热膨胀间隙。此时省煤器烟道的烟气流截面  $A$  可以用下式进行计算

$$A = a \left[ b - \frac{1}{2} (2n_1 - 1)d \right] \quad (3.6-7)$$

式中:  $d$  为省煤器管外径。

烟气流截面  $A$  决定以后,即可根据流经省煤器的烟气容积  $V_y$  和烟气平均温度  $\theta$  按下式计算烟气流速,即

$$\omega_y = \frac{BV_y}{3600A} \left( 1 + \frac{\theta}{273} \right) \quad (3.6-8)$$

计算所得的烟气流速  $\omega_y$  应在合理的范围之内,倘流速过高或过低,则应修改省煤器的布置方式,例如改变省煤器管的进水方式(单侧或双侧进水,平行或垂直前墙进水方式),及对两根以上省煤器管进行套弯的办法进行修改,直到获得合理满意的烟速。现在烟速计算都已编入热力计算程序,设计人员只需输入管束的烟气流通面积即可。

对于顺列布置的省煤器,其省煤器管总数  $n$ 、烟道宽度  $a$  和深度  $b$ 、烟气流截面  $A$  和烟气流速  $\omega_y$  的决定和计算可按错列相类似的办法进行,不再累述。

大中型电站锅炉中,省煤器蛇形管平面基本上都是垂直于前后墙顺列布置。

按目前技术设计的 300MW 以上亚临界压力汽包锅炉和 600MW 以上超临界压力直流锅炉,其省煤器的一般设计原则如下:

(1) 典型的省煤器水平管束管径为  $\phi 51\text{mm}$ ,典型的省煤器悬吊管管径为  $\phi 60\sim\phi 63.5\text{mm}$ 。

(2) 省煤器的布置受热面按与烟气接触的管子外表面积

算, 受烟气垂直冲刷的悬吊管受热面按 50% 计算。

(3) 省煤器悬吊管横向间距必须是后烟井炉顶管节距的整数倍。

(4) 省煤器水平管组与侧包覆管墙之间的净间距不应大于 1.5 倍管束正常的横向净间距 ( $s_1 - d$ )。管束两端弯头与前后包覆管墙间留有足够的热膨胀间隙。

(5) 省煤器水平管束间的烟速一般为 12~18m/s, 管束进口处最大烟速不得超过 18m/s。

设计烟气流速根据煤灰的磨损性选定 (见表 3.6-2), 也可根据用户技术规范书要求确定。

(6) 决定水平管束横向节距  $s_1$  的因素, 除上述烟速标准外,  $s_1$  还应根据燃用煤的积灰倾向性 (见表 3.6-3) 来选定, 典型的为: 轻微积灰为 102 (mm); 中等积灰为 102~127 (mm); 严重积灰为 152 (mm)。

(7) 省煤器出口烟气温度应该至少比进入省煤器的给水温度高 60℃。如果温差小于 60℃, 对数平均温差 (LMTD) 将非常低, 将需要布置很多的受热面才能把烟温降到设计值, 受热面利用率低, 金属消耗量大。

除了上述 LMTD 外, 选择省煤器出口烟温还必须考虑其他几个因素。首先是要保证锅炉热效率。锅炉效率与离开空气预热器的烟气温度直接相关, 而空气预热器出口烟温又取决于省煤器出口烟温。除此之外, 燃煤的水分高低也须列入考虑因素中。为了保证磨煤机的干燥出力, 磨制高水分的煤, 需要高的空气预热器出口一次风温度, 这就要求有足够高的预热器进口也就是省煤器出口烟气温度。

## 4 鳍片管式省煤器

鳍片管省煤器的蛇形管圈直段部分采用鳍片管制成, 鳍片有直鳍片、螺旋形鳍片和 H 型鳍片等多种形式。鳍片管的使用扩展了省煤器受热面, 提高了单位空间中所能容纳的省煤器受热面积。鳍片省煤器属于紧凑型换热器, 可以节省布置空间也可以减轻重量。

### 4.1 H 型鳍片管式省煤器

#### 4.1.1 结构形式和特点

H 型鳍片管省煤器是采用 H 型鳍片管所制成的省煤器。H 型鳍片管是鳍片管的一种特殊的形式, 系采用闪光电阻焊的方法将鳍片在与管子轴线垂直的方向焊接而成。按照鳍片与管子组合的方式, 分作单 H 型鳍片管 (见图 3.6-10) 和双 H 型鳍片管 (见图 3.6-11)。

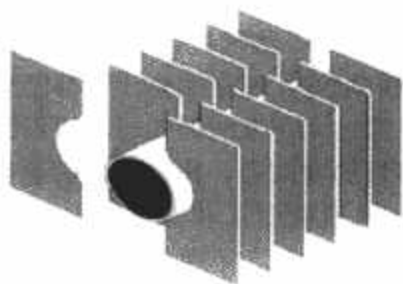


图 3.6-10 H 型鳍片管 (单管)

(1) 这种省煤器在结构上有以下几个特点:

1) 由于双 H 型鳍片管刚性好, 鳍片焊接工效高, 因此直管部分基本为双 H 型鳍片管, 部分采用单 H 型鳍片管。

2) 由小 R 标准弯头将 H 型鳍片管连接成蛇形管排。



图 3.6-11 H 型鳍片管 (双管)

3) 用隔板将弯头部分隔离于烟气流之外, 以彻底防止烟气对于弯头部分的飞灰磨损。

4) 管组采用悬吊管或两端由包覆壁 (或烟道中间隔墙) 上的托块支吊。

5) 由于 H 型鳍片管省煤器结构紧凑, 检修更换比较困难, 因此要确保质量。直段不允许拼接, 也就是采用定尺管。

(2) 典型的 H 型鳍片管的结构要素:

1) 鳍片的宽度和高度大约等于 2 倍的管径。如果鳍片尺寸过大, 尽管增加了受热面, 但是由于沿着鳍片向管子热传导的路径过长, 引起鳍片端部的金属温度升高, 降低了传热的效果。

2) 鳍片的厚度一般为 3mm, 有的小型锅炉也会用 2.5mm。

3) 鳍片的间距为 25mm。这主要受焊机结构的限制。

(3) H 型鳍片管的材料的选择: 管子的材料一般为碳钢, 例如 20g、SA210A-1 和 SA210C。对于超临界机组, 由于设计压力较高, 建议优先选用 SA210C。

鳍片一般选用普通碳钢。由于鳍片与管子之间采用闪光电阻焊, 因此选择的原则主要考虑材料的焊接特性。

#### 4.1.2 特性和优点

(1) H 型鳍片管属于扩展式受热面。光管外面焊上鳍片, 自然增加了受热面。一般采用扩展系数来表明受热面增加的程度:

扩展系数 = 单位长度鳍片管总的表面积 / 光管的外表面积

单位长度鳍片管总的表面积 = 总的鳍片与烟气接触的表面积 + 管子外表面积 - 被鳍片遮盖住的管子表面积。

典型的 H 型鳍片管的扩展系数大约在 5 上下。

(2) 采用 H 型鳍片管省煤器不但可以节省空间也可以减轻重量。

1) 节省管组占据的空间: H 型鳍片管省煤器单位空间所能容纳的受热面远远大于光管, 但是实际的设计还要考虑由于对流换热系数的不同。H 型鳍片管的对流换热系数小于光管。在一般选取的合理烟气流速情况下, H 型鳍片管大约是光管的 1/3。这样实际占有的空间, H 型鳍片管大约是光管的 25%~30%。如果光管省煤器有 3 个管组, 也许 H 型鳍片管只要一个管组就可以了。

2) 可以用单位受热面的重量来考察材料的消耗量。由表 3.6-4 的实例可以看出, 管径和壁厚相同的情况下, H 型鳍片管单位面积所需要的金属重量仅为光管的 43% 左右。其实采用 H 型鳍片管时, 因为可以采用较高的烟气流速, 管子的尺寸和横向节距都有所减小。这时, 两者的差别更大。



表 3.6-4 典型的 H 型鳍片管省煤器的结构尺寸

项 目	管径壁厚	管子间距 $s_1/s_2$	鳍片宽/高	鳍片厚度/ 节距	受热面扩展系数	单位空间受热面 (光管 <sup>⑥</sup> /鳍片管)	单位空间受热 面积比例	单位受热面质量 (光管 <sup>⑥</sup> /鳍片管)
	mm	mm	mm	mm	—	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	—	kg/m <sup>2</sup>
双鳍片 <sup>①</sup>	42×5.5	101/100	90/190	3/25	5.28	6.92/69.01	9.2	37.53/16.32
双鳍片 <sup>②</sup>	44.5×6	103/100	90/190	3/25	4.93	8.76/66.95	7.1	40.75/17.98
双鳍片 <sup>③</sup>	34×5	110/79	91.5/153	2.5/25	5.37	9.28/66.04	6.6	33.48/13.97
单鳍片 <sup>④</sup>	50.8×6.5	116.5/105	110/100	3/25	5.44	8.84/71.06	7.5	—
双鳍片 <sup>⑤</sup>	44.5×6.2	104/100	90/190	3/25	4.93	8.55/66.3	7.2	—

- ① 某台 300MW 亚临界锅筒锅炉。  
② 某台 600MW 超临界锅炉。  
③ 某台 1050MW 超超临界锅炉。  
④ 某台 600MW 超临界锅炉的设计方案。  
⑤ 某台 600MW 超临界锅炉。  
⑥ 考虑设计烟气流速的降低。

(3) H 型鳍片管抗飞灰磨损性好。H 型鳍片的方向与烟气流动方向平行。由于 H 型鳍片管的制造确保几何尺寸的准确性，众多的鳍片形成许多平行的通道，如同整流栅，形成有序流动，自然就减轻磨损。

H 型鳍片管省煤器采取彻底的措施，就是将所有弯头用隔板将其隔离出烟道，从而根本解决了弯头磨损问题。

在局部对应吹灰器的迎风面的管子上（直段和弯管）覆盖防磨罩，以保护管子。

由于 H 型鳍片管的抗磨损能力很强，因此可以适当提高烟气流速。一般进口处可以达到 15m/s 左右，管束中平均流速约为 11m/s。英国 Drax 电厂 660MW 的燃煤机组，在使用 12 万 h 之后，H 型鳍片管省煤器未见明显的磨损。

(4) 节省造价。采用 H 型鳍片管省煤器时，总的管组重量比采用光管时候有所减少，即使 H 型鳍片管单位重量的价格比光管略高，但是总的来说还是有所降低。除此之外，由于管组总体重量和所占据空间的减少，相关部件（悬吊管、钢结构、包覆等）也减轻了重量，降低了造价。

4.1.3 应用实例

H 型鳍片管省煤器具有很多优点：节省空间、减轻重量、抗磨损、降低工质和通风阻力、降低造价等。

如果从降本增效的角度考虑，特别适合超临界和超超临界机组采用。对于需要增加省煤器受热面的改造项目，这是一个较好的选择。

在我国，早在 20 世纪 90 年代这种省煤器是应用在一些进口的锅炉机组上。例如，2000 年以前在大连、福州、岳阳以及聊城、菏泽的 300MW/600MW 的进口燃煤机组上就采用了 H 型鳍片管省煤器。2000 年在姚孟电厂 1 号炉改造工程中也得到应用。

2002 年之后，我国开始建造一大批超临界 600MW 机组。随着国外技术的引进，H 型鳍片管省煤器也开始应用。在华润常熟电厂的 600MW 超临界锅炉上率先采用，随后在一批超临界和亚临界机组上都得到广泛应用。

4.2 螺旋鳍片管省煤器

4.2.1 结构形式和特点

高频焊螺旋鳍片管是用扁钢钢带通过机械的方法使其连续地按要求的间距缠绕在母管上，在鳍片与母管接触的瞬間以高频电阻焊的方法将鳍片与母管熔合连接。高频焊螺旋鳍片管其形式一般分为螺旋环片状鳍片管和螺旋锯齿状鳍片管。锯齿状鳍片管传热效率更高。螺旋鳍片管由小 R 光管 180°弯头连接成省煤器的蛇形管排。图 3.6-12 为两种螺旋

鳍片管的成品。



图 3.6-12 两种螺旋鳍片管的成品

高频焊螺旋鳍片管的规格：

- (1) 母管外径为  $\phi 38\sim 51\text{mm}$ ，管壁厚为 2~10mm，不准负公差。  
(2) 母管材料为碳钢，管材要求冷拉，表面缺陷深度不大于 0.3mm，整根制造，不允许对接焊接。  
(3) 鳍片规格为厚度 0.8~3.5mm，宽度为 10~25mm，鳍片材料为碳钢。  
(4) 鳍片形式为 I 型、L 型，锯齿状鳍片根部开口不到底，底部连接处的宽度为 6.3mm 或为鳍片高度的 1/3。  
(5) 鳍片节距为 2.8~25mm，或以每英寸的鳍片圈数表示，通常为 2~5 圈。  
(6) 鳍片管有效长度为 1~21m。

4.2.2 特性和优点

采用扩展式受热面来取代光管式受热面，以使在有限的空间内布置更多的传热面积，来增加换热器的吸热量。

对流受热面采用扩展表面后能提高传热量及改变换热面壁温的作用。当换热面两侧的对流换热系数相差三倍以上时，为改善传热状况，通常在对流换热系数较小一侧的表面上附加直鳍片、螺旋鳍片、H 型肋片或销钉等扩展受热面元件，以增加原基准面单位面积的传热量。

高频焊螺旋鳍片管省煤器可以满足锅炉设计中在紧凑尾部烟道中布置足够受热面的需要。它所布置的受热面是同样管径和长度光管的 6~9 倍，所占的空间是光管的 50%~60%，能使锅炉大大降低成本、节省费用，归纳下来其主要优点如下：

- (1) 受热面的肋化系数高，对于常用的管径为  $\phi 38\text{mm}$  的管子，焊接鳍片高度为 20mm，其肋化系数可达 5.5 以上。  
(2) 鳍片的温度场比较均匀，对鳍片金属的利用好，有



更好的换热效果。

(3) 可采用较高的气流速度,以增强换热效果。气流速度提高后,灰粒所具有的动能,在灰粒与肋片的不断撞击中逐渐消耗,受热面不会产生磨损。

(4) 可以降低省煤器水阻力和减小通风阻力。

(5) 可减轻省煤器重量,节省所占空间,使锅炉尾部烟道结构紧凑,使支吊结构的设计和安装也更经济,节省投资降低成本。

#### 4.2.3 高频焊螺旋鳍片管的应用

国外从20世纪60年代以来大批应用于燃机余热炉和燃油锅炉上。随着我国电力工业发展,锅炉容量不断增大,目前已成批量地生产300、600MW锅炉。其中的关键部件

——省煤器也从光管发展到直鳍片、螺旋鳍片等多种结构形式。这其中一方面是由于随着锅炉容量增大,尾部竖井受热面布置有困难,要走强化传热、扩展受热面的路;另一方面也由于燃煤锅炉省煤器抗磨损的需要。

对于需要增加省煤器受热面的锅炉改造项目,常用螺旋鳍片管省煤器来代替原有的光管省煤器,这是普遍采用的方法。

作为国内的几大锅炉制造业,在燃机余热炉、化工废热炉、建材水泥窑炉、轻工玻璃窑炉、冶金高炉及焦炉上,已无一例外地采用高频焊螺旋鳍片管作为换热器模块,其主要原因就是利用高频焊螺旋鳍片管来提高传热效率,以达到在相同换热效果下大范围减少换热空间和降低成本的效果。

# 第 7 章 空气预热器

## 1 空气预热器的作用与分类

### 1.1 空气预热器的作用

空气预热器是锅炉系统中的主要余热回收设备，属于气—气热交换器类设备。它的用途是回收离开锅炉汽水吸热段的烟气热量，加热燃烧空气，降低排烟温度。它的主要作用如下：

(1) 强化燃烧。燃烧空气加热后可以干燥燃料，加快挥发分析出，利于燃料着火、燃烧和燃尽，增强燃烧稳定性和提高燃烧效率。

(2) 强化传热。燃烧空气被加热后，提高了炉膛温度，加大了烟气和水汽侧温差，从而强化了锅炉传热。

(3) 提高锅炉效率。采用预热器使锅炉排烟温度降低明显，锅炉效率相应提高，通常排烟温度每降低 20℃，锅炉效率提高 1% 左右，对降低排烟温度 250℃ 左右的预热器，锅炉效率提高在 12% 以上，节约燃料量非常可观。

(4) 利于燃料输送。加热后热一次风可以在输送燃料途中对其进行加热，蒸发燃料所带水分，利于煤粉制备和输送。

### 1.2 空气预热器的分类和优缺点

空气预热器通常有管式和蓄热式两大类：管式预热器包括列管式和热管式；蓄热式预热器又称再生式预热器，包括受热面回转式（又称容克式）和风罩回转式（又称罗特缪勒式）两种基本设计形式。此外还有辐射式、陶瓷管式和喷流式等形式，因在大型锅炉系统中使用较少，本章不作介绍。各种预热器的主要特点比较见表 3.7-1。

表 3.7-1 各种预热器的主要特点比较

比较项目	管 式		再 生 式	
	列管式	热管式	受热面回转式	风罩回转式
结构形式	简单	较管式复杂，比再生式简单	较复杂	复杂
制造工时	少	少	较多	多
加工工艺和设备要求	简单	复杂	复杂	复杂
安装外形体积	庞大	非常紧凑（小于回转式）	紧凑	紧凑（大于受热面回转式）
金属耗量	多	很少	少	较少
漏风量	少	很少	较大（密封长度短）	较大（密封长度长）
腐蚀后传热组件更换	腐蚀穿孔后漏风剧增，更换工作量大，费用高	腐蚀穿孔或失效后，需更换整根热管，工作量大，费用高	组件装在小传热元件包内，组件磨薄后可以倒置使用，使用寿命较长，更换方便，费用中等	同受热面回转式

续表

比较项目	管 式		再 生 式	
	列管式	热管式	受热面回转式	风罩回转式
转动件质量	无转动件	无转动件	约占预热器总重 60%	约占预热器总重 15%
运行维修	简便	较简便	需定期检修。轴承和减速机装于预热器外部，操作简单	需定期检修。轴承和减速机装于预热器内部，操作较困难
安装要求	简单	简单	需专业安装队伍	需专业安装队伍
使用场合	小型机组	小型锅炉机组	大型锅炉机组	大型锅炉机组

### 1.3 预热器形式的选定

通常按下列因素选定预热器设计形式：

- (1) 锅炉尾部烟道中预热器的安装空间。
- (2) 烟空气压差。
- (3) 技术成熟度。
- (4) 安全可靠。
- (5) 技术经济性。

一般来说，在 50MW 以下机组，采用列管式和再生式预热器的差异不大，在锅炉容量加大后，采用再生式预热器优势明显。在 100MW 以上的锅炉机组中，受热面回转式预热器为主要设计形式。

目前，我国已经能制造直径为  $\phi 16.37\text{m}$  的预热器，用在外高桥等 1000MW 机组上，并具备设计直径达  $\phi 20\text{m}$  的设计能力，能满足配 50~1300MW 锅炉机组（每台炉配 1~2 台预热器）的能力。

### 1.4 预热器的单级和双级布置

绝大部分锅炉采用单级预热器布置形式。从原理上讲，烟空气逆流布置形式预热器出口空气温度随预热器入口烟气温度的提高而提高，存在一个不大的温差（20~50℃），因而总可以提供足够高的热风温度。但是，受金属的使用温度限制，在要求空气温度超过 420℃ 时，采用单级再生式预热器，需要使用较昂贵的金属材料制造转子和预热器热端构件，导致预热器成本高昂，此时，考虑采用单级布置预热器不再是最佳选择；当锅炉燃用低挥发分贫煤、无烟煤或高水分褐煤时，要求预热器提供较高的一次风温度，此时可以考虑采用双级布置。

双级布置预热器有下列几种形式：

(1) 两级管式预热器形式。低温段管式预热器布置在省煤器出口，高温段管式预热器布置在省煤器前或两级省煤器的中间。这样布置结构较为复杂，但仅高温段预热器需用较高等级金属材料，一般适用于小型机组。

(2) 二分仓回转式预热器形式加高温级管式预热器形式。低温段预热器采用两分仓受热面回转式预热器，布置在省煤器出口，高温段管式预热器布置在省煤器前或两级省煤器的中间，采用管式预热器。这种布置综合经济性较好，适用于大型机组。但这种方案，空气中带有一定量的灰分，需考虑管式预热器防磨问题。

(3) 三分仓再生式预热器加热一次风管式预热器形式。对大型机组, 考虑仅一次风需要较高的温度, 此时低温段预热器采用三分仓受热面回转式预热器, 布置在省煤器出口, 高温段管式预热器用来加热一次风, 布置在省煤器前或两级省煤器的中间, 采用管式预热器。这种布置使综合经济性得到进一步优化。这种方案的管式空气预热器, 需考虑防磨问题。

## 2 预热器运行中出现的几个问题

空气预热器在运行阶段,经常会出现低温腐蚀、堵灰、磨损、火灾、漏风失控、振动等问题,产生这些问题的机理分析如下。

### 2.1 低温腐蚀

### 2.1.1 产生机理

低温腐蚀主要是硫酸腐蚀。燃料中的硫分经过燃烧后产生大量二氧化硫，其中部分和烟气中未燃尽氧气反应转化为三氧化硫，和烟气中水蒸气结合，形成硫酸蒸气，在流经空气预热器低温段时，当烟气温度低于硫酸露点，硫酸蒸气凝结为液滴，吸附在预热器金属表面，和金属产生电化学反应，导致预热器低温段腐蚀。金属表面吸附硫酸液滴后，粘附性大大加强，导致烟气中灰分向金属表面沉积速度加快，最终导致预热器冷端堵灰。

### 2.1.2 影响因素

(1) 燃料种类。燃油机组的腐蚀速率远大于燃煤机组。一方面油燃料含硫量通常数倍于煤燃料，导致燃油机组烟气露点温度较高；另一方面，煤燃料带有大量的灰分，硫酸液滴形成后容易被表面积很大的灰分俘获，从而减少向金属表面的沉积。

(2) 燃料硫分。燃料含硫量越高, 燃烧产生的  $\text{SO}_3$  浓度越高, 露点温度也越高。

(3) 过量空气系数。烟气中氧含量的高低决定了从  $\text{SO}_2$  向  $\text{SO}_3$  的转换比率。过量空气系数越少, 腐蚀速度越慢。过量空气系数 15% 时的腐蚀速率差不多为过量空气系数 5% 时腐蚀速率的 3 倍。

(4) 换热面积灰。金属表面的沾污成分吸收烟气中酸腐蚀物, 导致预热器换热面腐蚀速率明显加快。

造成预热器产生低温腐蚀除上述几点主要原因外，还有烟气温度分布不均造成有些部位始终在露点下方工作；漏风造成局部烟温过低；烟气中带有水分（吹灰管疏水不彻底或

阀门关闭不严使冷凝水带入、清洗装置阀门关闭不严或管道积水带入、水冲洗后未吹干(受热面)等,均会导致预热器冷端腐蚀加剧。

### 2.1.3 烟气露点温度的计算

露点温度是衡量低温腐蚀的重要依据。由于影响露点温度的因素较多,目前尚未有一个计算式能考虑所有因素。目前锅炉行业常用的烟气露点计算方法主要有:

(1) 苏联《锅炉机组热力计算标准方法》(1973年版), 计算方法为

$$t_{\text{del}} = \frac{\beta \sqrt[3]{S_{25}}}{1.05^{a_{\text{th}}} A_{\text{ex}}}$$

式中： $t_{\text{ld}}$ 为烟气露点温度，℃； $S_{\text{zs}}$ 为燃料工业分析基折算硫分，%； $\alpha_{\text{fl}}$ 为飞灰系数； $A_{\text{zs}}$ 为燃料工业分析基折算灰分，%。 $\beta$ 为和炉膛出口过量空气系数（ $\alpha''$ ）相关的系数。当 $\alpha''=1.4\sim 1.5$ 时， $\beta=129$ ； $\alpha''=1.2$ 时， $\beta=121$ 。

(2) 日本“电力工业中心研究所”计算方法为

$$t_{\text{ld}} = a + 20 \lg V_{\text{SQ}}$$

式中： $a$  为水分常数，当烟气含水分（体积分数）5%时， $a=184$ ；烟气含水分 10%时， $a=194$ ；烟气含水分 15%时， $a=201$ 。 $V_{SO_3}$  为烟气中  $SO_3$  的体积分数（%）。

(3) 美国 ALSTOM (CE) 预热器公司计算方法, 采用图表计算法, 如图 3.7-1 所示。

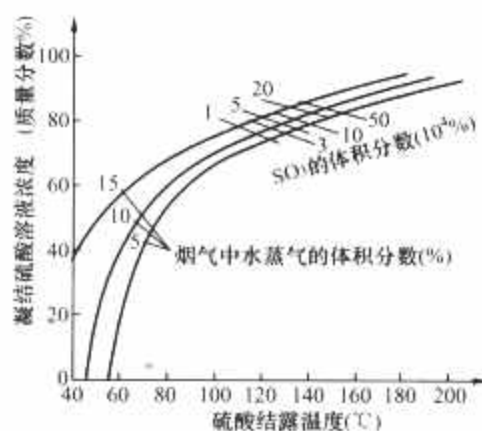


图 3.7-1 一个大气压时确定硫酸露点的图表方法

根据烟气含水分数和  $\text{SO}_3$  体积分数, 可以同时查得烟气露点和凝结时硫酸液滴浓度。 $\text{SO}_3$  的体积分数通常考虑  $\text{SO}_2$  向  $\text{SO}_3$  的转化率为 2%。

在上述三种计算方法中，苏联算法考虑了灰分影响，通常得出的结果低于实际测量的烟气露点温度。计算采用参数直接来自燃料分析，计算过程容易进行，目前在工程计算中应用最普遍。美国算法没有考虑烟气灰分影响，并且认为燃料中硫分全部变为  $\text{SO}_2$ ，得出的计算结论对煤燃料常高于实际测量温度，但对油燃料，具有较高准确性。日本算法必须知道烟气中  $\text{SO}_2$  的准确数值，也没有考虑灰分影响，计算操作性有一定难度。三种计算方法得出的露点温度计算值见表 3.7-2。

表 3.7-2

### 三种计算方法得出的露点温度计算值

燃 料 名 称		符号	无烟煤		烟 煤		淄博贫煤	马头 劣质煤	小龙潭 褐煤	水煤浆	油	
			金竹山	芙蓉山	大同	中梁山					大庆	胜利
燃料成分 (%)	水分	$M_{ar}$	9.71	6.5	2.98	4.0	5.0	11.23	28.13	30	0.137	—
	硫分	$S_{ar}$	0.62	3.74	2.16	4.08	4.04	1.0	0.65	0.46	0.082	0.69
	灰分	$A_{ar}$	22.1	24.4	11.69	29.3	24.00	32.2	9.21	4.29	0.034	0.77
露点温度 (℃)	美国	$t_{id}$	141	156	147	156	160	146	142	136	116	129
	日本		125	142	138	147	145	136	131	128	116	134
	苏联		82	121	121	125	126	91	99	92	76	100



### 2.1.4 防止低温腐蚀的措施

(1) 提高预热器冷端金属壁温。除根据燃料特点计算合适的排烟温度外,锅炉设计时,还可以考虑用下列手段提高预热器冷端金属温度:

1) 采用进风暖风器。将进入预热器的冷空气用蒸汽加热到一定温度后再送入预热器。

2) 采用热风再循环。将加热后空气用旁通管道送回部分热风到送风机前,混入进入预热器冷风中,从而提高预热器进风温度。

3) 采用冷风旁通。将部分冷空气用旁通管路送入热风中,使得通过预热器的风量减少,提高烟气出口温度,达到提高预热器冷端金属温度的目的。

这三种方法均牺牲了机组的经济性,使系统复杂,也增加了造价,必须在经过技术经济比较后决定是否采用。

(2) 采用耐腐蚀材料。要从系统设计上完全避免低温腐蚀,事实上很难做到。适当提高预热器受低温腐蚀部位的材料等级,可以简化系统,延长设备寿命,减少维护工作量。

常用的材料品牌有:日本的Corten, S-Ten1或2,美国的A588-A或Mayari-R,国产的NS1-3, 09Cu,韩国的An-cor等。对管式预热器,还可以采用玻璃管、09Cu钢管。对处在严重腐蚀条件下工作的回转式预热器,采用涂搪瓷材料的换热组件非常有效。管式预热器可以采用陶瓷管,也可以采用烟气侧涂搪瓷的管材来制造。

(3) 采用低氧燃烧设计。采用低过量空气燃烧系统可以大大降低 $\text{SO}_2$ 向 $\text{SO}_3$ 的转化率和转换量,从而有效降低酸露点温度。

(4) 采用燃烧添加剂。在锅炉燃烧区喷入脱硫添加剂,如氧化镁( $\text{MgO}$ ),氧化钙( $\text{CaO}$ ),白云石( $\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$ )等,可以在燃烧阶段和 $\text{SO}_2$ 反应,降低烟气中 $\text{SO}_2$ 浓度,从而降低烟气露点温度。并使积灰松软,便于清除。

(5) 采用合理的预热器结构设计。对容易受低温腐蚀的部位,在设计时,宜采用容易更换的结构,如回转式预热器将冷端组件设计为单独层并采用抽屉式结构,保证检修时快速更换而且不影响预热器其他结构。管式预热器将处在低温腐蚀区的几排设计为单独的管箱(卧式布置)等方案,均有利于减轻电厂维护工作量,也有利于减少低温腐蚀造成的设备损失。

## 2.2 堵灰

预热器堵灰分热端堵灰和冷端堵灰。热端堵灰通常由于预热器前的烟气中夹带的大尺寸灰粒(如结渣、结焦颗粒物)以及一些杂物在到达预热器后,由于流通通道小于这些物质的几何尺寸,不能通过预热器,这些物质堵塞一些通道后,烟气积灰逐步填满,产生堵塞现象。热端堵灰依靠在锅炉系统设计阶段解决,如设置省煤器出口连续排灰口、设置烟道转弯导流板或拦渣网等手段,避免大尺寸灰粒堆在预热器进口。

冷端堵灰通常由于预热器传热表面出现“湿润”现象后,对烟气中灰分吸附性加强引起。预热器冷端换热面变得湿润的原因包括:烟气硫酸结露、有脱硝系统的锅炉未耗尽氨气和 $\text{SO}_3$ 反应生成的硫酸氢铵凝结、锅炉启动阶段未燃尽油蒸气凝结在预热器冷端、吹灰器带入水分(未完全疏水或蒸汽干度不够)滞留在预热器换热面上、回转式预热器清洗系统(及消防系统)漏水、预热器前受热面泄漏(如省煤器、水冷壁管)或仪表泄漏(水冷仪表等)、送风机输入冷风含有雨水雾气等,其中以硫酸结露导致冷端堵灰最为常见,此时预热器冷端堵灰通常和预热器低温腐蚀孪生出现:

积灰导致预热器冷端吸附的硫酸增多,腐蚀性加剧,导致换热面表面粗糙,反过来又加剧积灰。因此,解决冷端堵灰的主要手段也是要提高预热器冷端金属温度,通过减少预热器冷端腐蚀来减轻堵灰。

目前,解决预热器堵灰的主要手段如下:

- (1) 采用介质吹灰器。
- (2) 采用脉冲吹灰器(又称激波吹灰器)。
- (3) 采用水冲洗设备。
- (4) 采用合理结构的预热器换热面流通通道。
- (5) 采用钢珠清除管式预热器积灰。
- (6) 采用高压水清洗预热器深处积灰。

## 2.3 磨蚀

烟气中携带的大量飞灰,在进入预热器时,碰撞金属表面,对预热器换热面产生磨蚀。影响磨蚀程度的主要因素是烟气流速,烟气含灰量,燃料灰分中硬颗粒份额( $\text{SiO}_2$ 、 $\text{Al}_2\text{O}_3$ 和 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 的百分比)以及烟气流向和受热面的冲刷角度。

对立式管式预热器(烟气在管内流动),磨蚀常发生在管子入口1.5~2倍于管子直径的长度范围内,由气流进入管子时先收缩后扩张,使烟气中灰粒撞击管子内壁而产生;对卧式管式预热器(烟气在管外流动)和热管式空气预热器,磨蚀常发生在迎风面的前几排管子上,由烟气直接冲刷造成;再生式预热器磨蚀常发生在预热器热端烟气侧传热组件端面上,在传热元件包周围缝隙处由于存在局部烟气走廊而表现得较为严重,存在漏风通道处的结构磨损也较严重。

目前,防止预热器磨蚀的主要手段如下:

- (1) 控制预热器段烟气流速。
- (2) 增加预热器前排灰量。减少实际通过预热器含灰量,避免大直径灰粒进入预热器,在采用回转式预热器时,省煤器出口应尽量布置连续排灰灰斗。
- (3) 增加防磨设施。对立式管式预热器,在管道入口加装防磨衬管,卧式布置管式预热器在烟气入口端应在管子外壁迎风面加装半圆形防磨护板,回转式预热器传热元件包周围应用扁钢堵住间隙,或保证传热元件包和周围结构间间隙小于组件内部流通当量直径,防止出现局部烟气走廊。
- (4) 设置导流装置。对预热器前烟道的转弯烟道内加装导流板,使烟气均匀进入预热器,避免离心作用造成灰粒靠近烟道外侧,造成局部磨蚀加剧。
- (5) 回转式预热器热端传热元件包应能翻转使用。当回转式预热器热端组件片磨损到残余厚度为初始厚度的1/2~1/3时(不能出现穿孔),应翻转传热元件包使用,可以延长使用寿命。

## 2.4 火灾

火灾通常发生在锅炉启动和热备用阶段。导致火灾的主要原因是锅炉燃烧未稳定阶段的未燃尽燃料(特别是油燃料)在经过预热器冷端时,由于金属表面温度低于这些未燃尽燃料凝结点,单位体积内换热面积也远高于锅炉其他部位,使得未燃尽燃料在预热器换热面表面富集,锅炉燃烧段出现不稳定燃烧使得部分高温燃烧物质带到预热器内部,点燃预热器上的可燃物导致火灾。回转式预热器传热元件片厚度很薄,表面积更大,点火后金属燃烧放热能维持持续燃烧,而且燃烧区交替通过烟气和空气,供氧充足,一旦出现火灾,往往产生较大损失。

防止预热器火灾主要有列手段:

- (1) 配置火灾报警装置。
- (2) 配置预热器消防装置。
- (3) 在预热器上下设置人工监视观察窗。
- (4) 在易发生火灾阶段投运吹灰装置。在锅炉启动（特别是燃油）阶段，应连续投运吹灰器，及时清除掉可燃物。

## 2.5 振动

气流横向冲刷管束时，在圆管背面产生漩涡（又称卡门涡流效应），在气流作用下漩涡脱离圆管，使管子产生气压变化振动，然后在气流作用下又重复上述过程。这种漩涡交替生成和脱落的频率为卡门涡流频率（ $f_k$ ）。卡门涡流效应是管式预热器振动的根源，在省煤器、再热器、过热器等对流管束处同样可能产生。

在卡门涡流效应气压变化振动条件下，可能产生三种情况管束共振：

- (1) 卡门涡流频率  $f_k$  和气室固有频率  $f_c$  耦合产生声学共振。
- (2) 卡门涡流频率  $f_k$  和管子固有频率  $f_t$  耦合产生共振。
- (3) 卡门涡流频率  $f_k$  和外壁固有频率  $f_m$  耦合产生机械共振。

管式空气预热器的声学共振过程通常为，在锅炉从启动开始升负荷时，卡门涡流频率逐渐接近于气室固有频率，在锅炉低负荷时可以出现两者重合，但此时烟气流速低，激发能不足以使管子产生强烈振动。随着锅炉负荷增加，流体流速上升，使管式预热器出现较强烈振动，并发出噪声，导致预热器疲劳损坏并迫使锅炉降负荷运行。气室振动频率也是多阶次的，卡门涡流频率和气室固有频率可能在一阶上重合，也可能在较高阶波上重合。

消除管式预热器的声学共振一般有下列几种方法：

- (1) 光管改为流线型断面管或带螺旋鳍片的管子消除卡门涡流效应，但会使管式预热器造价上升较多。
- (2) 改变管子节距，使  $S_t$  数变化，通过改变卡门涡流频率来消除共振，但这种方法由于锅炉在较宽负荷范围内运行，较难实现。
- (3) 提高气室固有频率，加装消振隔板将气室分成数个空腔，提高起振气流流速，避免声学共振。

上述第（3）种方式简便可行，目前普遍采用。通常采用厚度为 3mm 的钢板作消振隔板。

在设计管式预热器的防振时，应保证在所有锅炉负荷范围内，气室的基本固有频率  $f_c$  大于卡门涡流频率，据此来选择气室宽度。因此，管式预热器的防振必要设计条件为

$$f_c > mf_k$$

式中： $m$  为储备系数，错列管束时， $m=1.5$ ，顺列管束时， $m=1.4$ 。

在设计管式预热器时，当无法满足用气室基本频率  $f$  作为  $f_c$  时，需考虑装设平行于气流方向的防振隔板，隔板装设于管束振动波的波峰处，设计时，应对锅炉多种负荷下的  $f_c$  和  $f_k$  数值进行计算，使  $f_c > f_k$ 。

对已运行的管式空气预热器，在出现振动时，应按照开始发生共振时的工况核算  $f_c$  和  $f_k$ ，找出发生共振时的谐波阶次（通常用专用仪器测试），确定振动波峰位置，加装隔板。

## 3 管式空气预热器

### 3.1 列管式空气预热器

管式空气预热器目前仍在小型锅炉机组中大量使用，对一

些特殊炉型，如 CFB 锅炉。最常用的电站锅炉管式预热器有立式和卧式两种布置形式。通常立式预热器管道垂直安装，烟气在管内纵向流动，空气在管外横向冲刷管束。卧式预热器管子水平安装，空气在管内纵向流动，烟气在管外横向冲刷管束。两种预热器的烟气和空气均作相互垂直的逆向流动。

卧式空气预热器相比于立式空气预热器，具有下列优点：

- (1) 在烟空气温度相同的条件下，卧式空气预热器壁温比立式空气预热器壁温高  $10\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，有利于改善预热器冷端腐蚀和堵灰。
- (2) 卧式空气预热器出现低温腐蚀仅在冷端几排管子上发生，有利将预热器冷端几排管子设计为可拆结构，方便掉换和维修。而立式预热器低温腐蚀发生在整个低温预热器管子根部，影响范围大，更换量大。
- (3) 高温预热器的管板不再全部处在高温烟气中，管板的过热、翘曲、变形缺陷不易发生。
- (4) 可以采用钢珠除灰设备，减少吹灰蒸汽耗量。

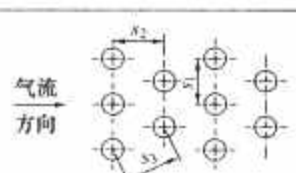
### 3.2 列管式空气预热器主要参数的选择

#### 3.2.1 管径和节距

管式空气预热器的管径和节距的选择主要取决于传热、烟风速的最佳比值、烟空气阻力、堵灰、清洗、振动和制造工艺等因素。

管式空气预热器多采用错列布置，管子节距范围见表 3.7-3。

表 3.7-3 管式预热器管节距范围

形 式 名 称	立 式	卧 式	备 注
横向节距 $s_1$	60~70	70~75	
纵向节距 $s_2$	40~45	48~50	
斜向节距 $s_3$	$\geq d+10$	$\geq d+20$	

选用节距  $s_1$ 、 $s_2$  时，应使得斜向间隙  $\Delta$  大于 10mm， $\Delta$  过小，管板在与管子焊接时将产生过大的变形。

从流体流动特性的要求分析，当  $\frac{s_1-d}{s_3-d} = 2$  时，气流在管束中流动时，没有过大的压缩和膨胀，流动阻力较小。

#### 3.2.2 管箱

考虑到运输、原材料尺寸、安装和制造便利和起重设备等因素，管式空气预热器通常沿着锅炉宽度方向均分成若干个管箱。管箱的高度或长度一般不宜太高或太长，立式管箱太高时，刚性差，制造装配不便，给运行维护和管内清灰也带来不便，一般推荐立式预热器管箱不超过 5m。卧式管箱的长度也不宜过长，以免中间过度挠曲，一般推荐长度为 3~3.5m。对低温段预热器，立式和卧式管箱的高度均应控制在 1.5m 左右，便于维修和更换。

#### 3.2.3 烟空气速度及其比值

空气预热器中烟气和空气速度的选择应从传热效果、阻力大小和磨损速率的综合效果加以考虑。表 3.7-4 为推荐的烟空气流速。

表 3.7-4 推荐的烟空气流速

形 式 名 称	立 式	卧 式
烟气速度 (m/s)	10~16	8~12
空气速度 (m/s)	5~10	6~10



表 3.7-4 中, 高值用于燃油或燃气机组, 低值适用于燃用固体燃料。在燃用固体燃料时, 应根据灰分和灰渣磨蚀特性加以调整, 多灰或灰渣磨蚀性强的燃料, 应采用较低流速。

立式预热器中, 空气速度与烟气速度比值在 0.45~0.55。卧式预热器用在燃油机组时, 面临的主要问题是低温腐蚀, 设计的基点是提高管子壁温, 故空气速度与烟气速度之比值应为 0.4~0.6, 比值小, 壁温高。但当比值小于 0.4 时, 会带来结构布置上的困难, 烟速增加过多也使烟气阻力急剧上升。

在上述烟空气速度推荐值范围内, 预热器的传热系数在 17.45~23.26 W/(m<sup>2</sup>·K) 范围内。

### 3.2.4 漏风系数

热力计算中需要知道管式预热器的漏风系数。按苏联锅炉热力计算标准, 对蒸发量大于 50t/h 的机组, 每级预热器的漏风系数取 0.03。

### 3.2.5 利用系数

管式空气预热器计算按照苏联 1973 版《锅炉机组热力计算标准方法》进行, 其中利用系数  $\xi$  反映了管子的污染、烟气或空气对受热面未能充分冲刷、烟气或空气通过预热器时出现局部短路等现象的综合影响系数, 它直接关系到预热器计算性能的准确性。实际运行表明, 设计阶段根据计算标准方法所取利用系数数值偏高, 造成预热器性能达不到设计要求, 其主要原因大致归纳如下:

(1) 烟气侧管子内壁积灰。特别是锅炉燃用疏松型灰时, 管内壁积灰可以使利用系数降低 10% 左右。

(2) 空气侧管子积灰。当锅炉机组采用双级空气预热器布置时, 如低温级预热器采用再生式空气预热器, 此时高温级管式预热器空气流中也带有灰粒, 沉积在管子外壁, 也降低了利用系数。

(3) 空气短路。装设有中管板的空气预热器, 会产生空气气流短路旁通现象, 也会对利用系数产生影响, 对于设计不当的双回路多行程的立式空气预热器中, 这种现象可以使利用系数下降 15%~20%。

(4) 烟气速度和温度分布的均匀性。烟气进入预热器时, 尾部烟道的深度方向会出现烟气温度的分配不均。在低温区末级空气预热器中, 由于烟气从炉后单面引出, 造成预热器烟气流速不均匀。这些因素也会降低利用系数。

(5) 气流冲刷不佳, 出现死角区。对于多行程预热器, 气流的引入和导出时, 沿着高度方向上存在气流速度的不均匀, 在气流转弯处, 由于气流的惯性, 造成冲刷不到的死角区, 设计时应加大连通罩的截面积和装设导流板, 这样可以减少速度不均匀程度和死角区, 提高利用系数。

空气气流的进口和出口设计结构不合理, 烟宽度方向上产生气流速度不均匀, 也使利用系数发生改变。

综上所述, 在选择利用系数时, 应考虑预热器的结构因素, 否则, 将导致利用系数达不到设计值的现象出现。

## 3.3 热管式空气预热器

热管具有极高的换热效率, 能减少预热器体积和金属耗量, 用热管充当空气预热器在电站锅炉领域有过少量使用, 但目前成功使用的业绩不多, 这里仅作一般介绍。

### 3.3.1 工作原理

热管是为一种装有特定液体(工质)的封闭钢管, 一端装在烟气侧, 吸取热量后内部液体蒸发, 产生蒸汽; 另一端外面流通空气, 吸收热管热量, 使热管内部蒸气重新冷却为

液滴, 液滴为热管内壁上的吸液芯或毛细沟槽结构吸收, 在重力(水平安装时, 热管向烟气侧倾斜)或毛细力的作用下, 使工质重新回到烟气侧端, 实现内部循环。这个过程不断重复, 烟气热量不断传到空气侧。热管外部烟气侧和空气侧通常需进行肋化, 来强化热管和烟气、空气的传热。

热管内部工质, 必须具有化学性能稳定、与热管吸液芯或内壁具有良好的化学兼容性、能浸润热管内壁或吸液芯、具有低黏度和高表面张力等特点, 相变温度应在要求的工作范围内。作为空气预热器热管内的液体, 通常是乙醇(工作温度 0~150℃)、水(工作温度 30~200℃)、甲苯(50~200℃)、汞(250~650℃)等, 最常用工质为水。

### 3.3.2 布置形式

热管式空气预热器也有卧式和立式两种布置形式。采用卧式布置时, 热管应向烟气侧倾斜; 采用立式布置时, 烟气侧应位于下方, 这样能保证工质凝结后能依靠重力和毛细力共同作用, 回到加热端。

热管预热器同管式预热器一样, 烟空气流向为逆流, 热管采用错列布置。

热管预热器的换热性能计算和布置选型请参见有关专著。

### 3.3.3 热管预热器的优点

热管预热器采用的换热原理是和列管式预热器完全不同的设计方式, 具有下列优点:

(1) 具有极好的导热性。导热传热过程利用了液体汽化潜热, 实现了在极小温差下传递热量的功能。同时由于工质在蒸发和凝结时输送热量远大于依靠对流换热方式, 具有极高的换热效率。热管预热器的传热系数可以是普通管式预热器的 3~8 倍。

(2) 具有良好的均温性。热管内工质处在蒸发—凝结过程, 温度基本保持恒定, 使得热管壁温接近恒定, 长度为 2m 左右的铜—水热管, 在传输功率为 1~2kW 时, 蒸发凝结两端温差仅为 1~2℃。

此外, 热管还具有热流方向可逆(工质不依赖重力回流时)、热流密度可变、热源和布置形状不受限制等优点。

### 3.3.4 热管预热器实际使用出现的问题

热管预热器在国内一些小型电站锅炉上使用过, 已经使用的最大机组等级为 125MW。但是, 从有限使用业绩来看, 热管预热器存在下列问题:

(1) 低温腐蚀严重。对采用钢材料作热管管壳的热管, 低温段金属壁温仅为 60~80℃, 而且始终恒定, 长期低于烟气露点, 导致低温段热端损坏严重。

(2) 堵灰现象严重。热管采用肋片, 在出现低温腐蚀后, 烟气侧堵灰较严重。对采用错列布置的热管, 很难清理, 导致热管效率下降。即使是空气侧, 由于吸入空气中灰尘, 堵塞在空气侧热管肋片内, 长期运行不作清理, 也产生较严重的堵塞。

(3) 高温段热管爆管失效。热管内部工质处在饱和状态, 工作压力非常高, 达数十兆帕。随入口烟气温度的上升, 热管内部温度压力均上升, 在超过设计一定限度后, 出现爆管失效。

(4) 管内不凝气体降低了热管效率。热管在注入工质前, 对管子抽真空和封闭操作控制不好, 导致管内存在残余空气, 管壳金属质量不佳和工质间有侵蚀反应, 产生一些不凝气体, 使得工质蒸发—凝结过程变慢, 甚至急剧恶化, 最后大大降低热管效率。

(5) 毛细槽或吸液芯达不到效果。



鉴于热管预热器存在上述问题，这些问题目前尚无很好解决方法，热管在电站锅炉上的使用目前还没有进入推广阶段。

## 4 风罩回转再生式空气预热器

### 4.1 结构

风罩回转式预热器是我国 20 世纪 60 年代中期开始制造的产品，在 20 世纪 70 年代早期设计制造出直径为  $\phi 9.5\text{m}$  的大型风罩回转预热器。国产 100~300MW 等级机组均使用过风罩回转式预热器。国外进口机组中，660MW 等级机组也有配风罩回转预热器的实例。由于风罩回转式预热器普遍存在漏风偏大等缺陷，国外各预热器厂家基本停止了这种形式的预热器的设计。考虑目前国内仍有部分机组使用，故本节对风罩回转式预热器作简略介绍。

回转再生式空气预热器由定子、上部回转风罩、密封装置、传热组件、转动轴、传动装置、吹灰装置、水冲洗和灭火装置、进出口烟风道等组件组成，如图 3.7-2 所示。

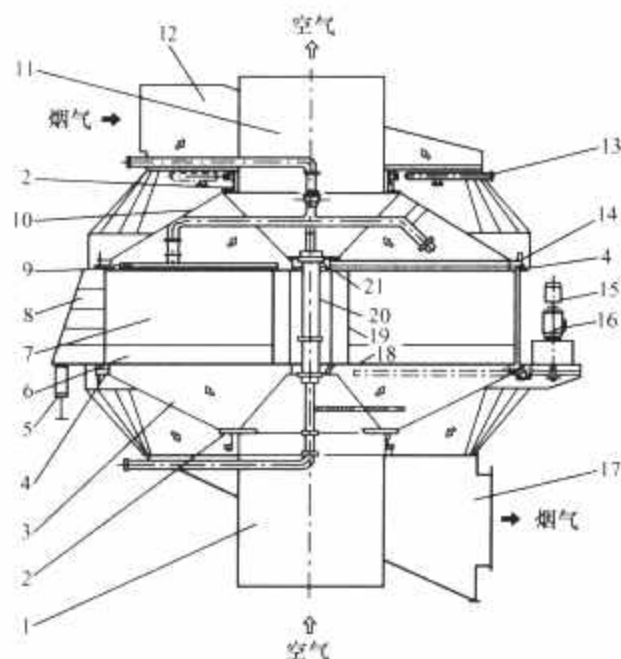


图 3.7-2 风罩回转再生式空气预热器

1—进口风道；2—颈部密封；3—下部风罩；4—密封框架；5—滑动支座；6—冷段传热组件；7—热段传热组件；8—定子；9—吹灰器；10—上部风罩；11—出口风道；12—进口烟道；13—灭火和水冲洗装置；14—膨胀节；15—辅助传动装置；16—传动装置；17—出口烟道；18—推力轴承；19—中心筒绝热层；20—转动轴；21—导向轴承

#### 4.1.1 定子

定子是放置传热组件的构件，由中心筒、外壳、外壳法兰、径向隔板和横向隔板等组成的多仓格结构。仓格的大小取决于定子直径、定子有效面积利用率、工艺制造条件和金属耗量等经济指标。一般大直径定子分仓多，分仓角度小；小直径定子分仓少，分仓角度大。

大型定子体积庞大、重量重，为满足运输条件，通常采用分片出厂。定子结构有对分式和内外定子式两种。对分式定子分成中心筒和对称的两片定子组成，直径为  $\phi 6\text{m}$  左右，用于 100~125MW 机组；内外定子式其内定子和中心筒组成一体，内定子直径有  $\phi 3\sim\phi 3.3\text{m}$  和  $\phi 5.5\text{m}$  左右，外定子分成相同形状的四片，适用于大型预热器，直径通常在  $\phi 8\text{m}$  以上，机组容量 200MW 以上。

定子上下两端平面为密封面，要求该平面度为  $0.2\text{mm/m}$ ，（直径），和连接件之间错边小于  $0.5\text{mm}$ 。

定子内部安装预热器蓄热组件，定子通过四个支承座安放在锅炉构架上，支承座和锅炉构架之间采用滑动支座，以保证定子在热态时自由膨胀移动。

#### 4.1.2 上下风罩

上下风罩结构如图 3.7-3 和图 3.7-4 所示。上下风罩的最明显区别是下风罩上装有传动围带销。其功用相当于一只大齿轮，用于和传动装置出轴的齿轮啮合完成旋转运动。围带装在下风罩上主要是考虑其内部为冷风，金属温度低，热变形较小。

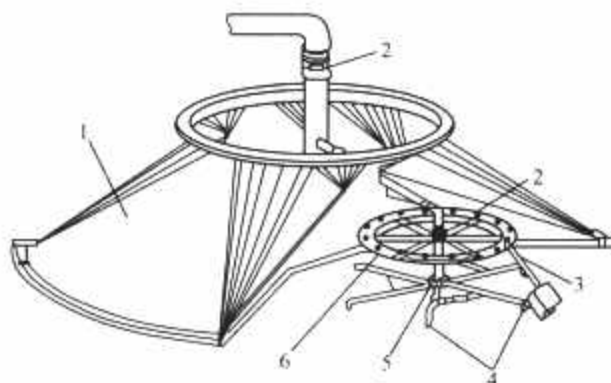


图 3.7-3 上部风罩结构

1—上部风罩；2—可动密封片；3—执行机构；4—除灰喷嘴；5—转动轴；6—转轮



图 3.7-4 下部风罩结构

1—下部风罩；2—传动围带

风罩的作用是隔开空气和烟气，并引导空气进入和导出定子。上风罩装设吹灰装置，并随同风罩一起旋转。风罩设计应考虑空气气流的阻力损失，采用流线的几何结构，并适当采用气流导向板。风罩的上下两端（和定子端面相连端以及和固定风道接口处）都需要设置密封机构，要求风罩结构应具有良好的刚性，保证密封效果。但风罩内部的加强结构，为减少流通阻力，应使结构简易有效。

考虑运输限制，大型预热器风罩设计为对接式结构，在工地拼装成形。

风罩夹角的选择根据烟气和空气的换热特性。为取得烟气和空气间的最佳换热效果，烟气和空气的流速应在一个合理的比值范围内，使烟气和空气侧的对流换热系数接近，通常燃料为油、煤时，烟气速度/空气速度比值范围为  $1\sim 0.9$ ，风罩夹角为  $70^\circ\sim 80^\circ$ 。

#### 4.1.3 密封框架

密封框架为定子外周端面和风罩端面之间的密封结构。包括 U 形膨胀节、弹簧支吊补偿装置、密封框和密封铸铁滑块等组成。

铸铁密封块在极其轻微的弹簧力作用下在定子的机加工端面滑动，起着防止空气泄漏到烟气侧的密封作用。这些密封块为保证配合良好，均进行过机加工处理，并装于密封框上，方便磨损后掉换。两者连接采用可拆结构。

在密封框架和风罩之间装设的膨胀节。在预热器冷段，考虑烟气腐蚀，在金属膨胀节外部采用聚四氟乙烯材料的防腐保护层。

风罩和密封框架之间的力矩传递采用拉杆装置来实现，在启动和运行阶段膨胀节不承受力的作用。

定子热态时由于冷端和热端的温差存在，将产生蘑菇形变形。使风罩和定子之间产生较大的泄漏面积。密封框架设计成分段结构，并在分段连接处采用合适的结构（如球面接触件），可保证连接处在各个方向都可以转动，最终使整体自由活动。

为在运行阶段使风罩吻合热变形后的定子形状，大型预热器的热端上风罩采用热感式密封自动调节装置，冷端风罩采用机械式密封调节装置。国产 200、300MW 机组采用了热感式密封自动调节装置。

为保证铸铁密封块的磨损在允许范围内，压紧弹簧上部装有限位螺母，在安装和调试阶段预先调整限位螺母，保证密封铸铁块在磨损到一定限值后不再进一步磨损。

4.1.4 颈部密封装置

颈部密封装置固定在固定风道上，和风罩端部的密封筒构成动静密封副，弧形密封铸铁块用弹簧装置和使之贴合在密封筒体外周上，起到密封作用。弹簧提供的柔性也对风罩的轴向和径向偏摆有一定的适应性。

颈部密封装置的铸铁弧形密封块沿圆周方向分层 24 块，相邻两块之间用搭接连接方式，搭接处留有的间隙用背部加装挡板方式堵漏。

每个密封块带一个弹簧压紧装置，弹簧预紧力为 100N 左右，最大行程为 20mm 左右。随运行时间延长，密封块磨损增加，在弹簧导向螺杆上加设限位防止过量磨损，在运行一段时间后，为保持密封性能，通常需在检修阶段重新调整弹簧预紧力。

弧形密封块和其安装底座之间装有连杆，阻止它和风罩一起旋转，但能在径向在弹簧力作用下移动补偿磨损。

4.1.5 同步装置

同步装置保证旋转风罩和密封装置同步旋转的结构件，包括径向同步装置和周向同步装置。

4.2 风罩回转式预热器的被替代

风罩回转式预热器在 1980 年前曾在国内外得到大量使用。由于风罩回转式预热器回转件重量轻，运行节能的理念，也没有受热面回转式预热器存在的转动件重量大导致轴承选型等难点，我国各锅炉厂开发再生式预热器早期（1950~1975 年）产品均为风罩回转式。但是，近年来，风罩回转式预热器运行问题出现较多，主要是漏风过大和运行维护周期短，一些预热器出现严重的低温堵灰，使得风罩回转式预热器的整体性能劣于受热面回转式预热器，逐步为后者替换，目前，国内风罩回转式预热器仍在运行的机组已很少，多数已改造为受热面回转式预热器。

5 受热面回转再生式空气预热器

5.1 容克式预热器的工作原理

受热面回转式空气预热器又称容克式（Ljungström）空气预热器，是从 20 世纪 20 年代发展起来的产品。我国从 20 世纪 50 年代末由上海锅炉厂开始设计运用在一台机组容量 130t/h 的锅炉上；1979 年，成功设计了直径为  $\phi 9.5\text{m}$  的二分仓回转式预热器，用在国产 300MW 机组上，该预热器采用先进的双道密封技术，漏风率控制在 6% 以下。1981 年上海锅炉厂、哈尔滨锅炉厂引进了美国 CE-APC 公司（现 Alstom 预热器公司）的全套立式布置容克式空气预热器设

计技术。在大型电站锅炉上（200~1200MW），容克式空气预热器应用最广，近年来，国内各主要锅炉厂的预热器设计水平在引进技术的基础上均加以发展，多道密封、三、四分仓预热器均成功开发，形成了完整的设计系列，目前国产预热器的综合性能和国外同容量等级机组不相上下。

容克式预热器的工作原理见图 3.7-5。烟气进入预热器后，加热转子内部的蓄热元件，转子转到空气侧后，将蓄热元件所带热量释放给流经转子的空气，转子连续旋转，换热过程也持续进行。

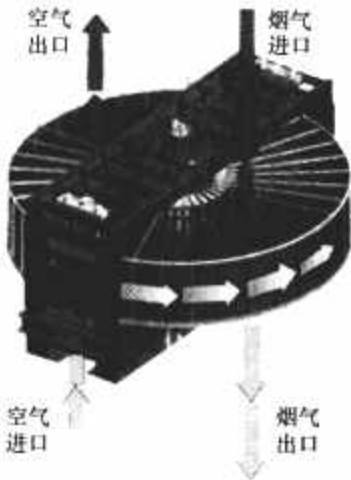


图 3.7-5 容克式预热器的工作原理（V 型）

5.1.1 容克式预热器的主要特征参数

表征预热器的最基本参数为预热器转子内径，即转子壳板内直径。为方便叙述，采用预热器型号数和其对应；转子分仓数表示用径向隔板将转子细分为安装传热元件径向格仓数量；转子转速为预热器运行阶段的转动速度，转速高有利于增加转子蓄热量，但是也增加漏风量和运行功耗，因此预热器转速有一个最佳值，大型预热器一般为 1~1.5r/min。容克式预热器的主要特征参数见表 3.7-5。

表 3.7-5 容克式预热器的主要特征参数

型号①	转子内径 (m)	常用转速(r/min)		转子可用 结构形式②	转子可用 仓格数	转子自由 流通
		V, VI	H			
19	4.197	2.62	2.35	64	12,24	11.543
19.5	4.350	2.53	2.27	64	12,24	12.649
20	4.540	2.43	2.17	64	12,24	13.870
20.5	4.775	2.31	2.07	64	12,24	15.482
21	4.928	2.24	2.00	64	12,24	16.475
21.5	5.194	2.13	1.91	64	12,24	18.282
22	5.537	2.00	1.79	64	12,24	20.290
22.5	5.810	1.95	1.73	64	12,24	22.670
23	6.077	1.86	1.65	64	12,24	24.593
23.5	6.306	1.80	1.59	64	12,24	26.950
24	6.579	1.73	1.53	64	12,24	29.531
24.5	6.890	1.56	1.46	64, SM	12,18,24,36	31.411
25	7.200	1.50	1.40	64, SM	12,18,24,36	34.746
25.5	7.620	1.42	1.32	64, SM	12,18,24,36	39.242
26	7.931	1.36	1.27	64, SM	12,18,24,36	42.930
26.5	8.249	1.49	1.24	64, SM	12,18,24,36	46.814
27	8.655	1.42	1.18	64, SM	12,18,24,36	52.100
27.5	9.011	1.36	1.14	64, SM	12,18,24,36	56.913



续表						
型号 <sup>①</sup>	转子内径 (mm)	常用转速(r/min)		转子可用 结构形式 <sup>②</sup>	转子可用 仓格数	转子自由 流通
		V, VI	H			
28	9.468	1.30	1.08	64, SM	12, 18, 24, 36	63.155
28.5	9.925	1.20	1.20	64, SM	24, 36, 48	66.825
29	10.331	1.15	1.15	64, SM, M	24, 36, 48	73.022
29.5	10.839	1.10	1.10	64, SM, M	24, 36, 48	81.039
30	11.297	1.05	1.05	64, SM, M	24, 36, 48	88.806
30.5	11.830	1.12	1.11	64, SM, M	24, 36, 48	98.226
31	12.389	1.07	1.06	64, SM, M	24, 36, 48	108.204
31.5	12.948	1.03	1.01	64, SM, M	24, 36, 48	119.111
32	13.506	0.99	0.97	64, SM, M	24, 36, 48	129.795
32.5	14.249	1.28	1.31	64, SM, M	24, 36, 48	143.712
33	14.948	1.23	1.25	64, SM, M	24, 36, 48	159.208
33.5	15.621	1.24	1.32	64, SM, M	24, 36, 48	174.964
34	16.396	1.19	1.26	64, SM, M	24, 36, 48	193.350
34.5	17.234	1.00	1.00	64, SM, M	24, 36, 48	216.269
35	18.098	1.00	1.00	64, SM, M	24, 36, 48	237.107
35.5	18.911	1.00	1.00	64, SM, M	24, 36, 48	261.401
36	19.825	1.00	1.00	64, SM, M	24, 36, 48	286.689

① 型号小于 19 的预热器不用在大型锅炉机组上，数据未列出。型号 19~24 为 12 格仓；型号 24.5~36 为 36 格仓。

② 转子结构形式。M 为全模块设计；SM 为半模块设计；64 为焊接现场拼装式转子。

5.1.2 每台机组配预热器的台数

目前，锅炉设计大多采用一台锅炉机组配 2 台容克式预热器的形式，这样可以保证机组一台预热器或风机出现故障时机组可以带 60% 左右 BMCR 工况运行，也能保证在运行阶段隔离检修单台空气预热器。随着预热器和风机性能的改善，故障率大大下降，因而可以考虑采用单台机组配一台空气预热器的方案，可以简化烟风道系统，预热器和风机总造价可以降低，能降低投资成本，预热器总漏风水平也可以下降。

对空气压头达 25~30kPa 的 CFB 锅炉机组，通常采用一台大直径四分仓预热器，以减少漏风面积。同时，将一次风安排在两个二次风仓之间，能通过减少漏风压差来达到减少一次风泄漏量和总预热器漏风量的目的。

5.2 容克式预热器的主要设计规范

5.2.1 预热器传热元件的配置

(1) 传热元件的板型。再生式预热的核心部件是蓄热元件，俗称传热元件。最初的蓄热元件曾采用铁丝网来充当，后来出现严重堵灰而淘汰。经过数十年的发展，目前进入实用的有十几个系列，图 3.7-6 所示为几种常用蓄热元件板型。

传热元件波形根据英文缩写来命名。例如：D 表示双波纹（斜纹和直通灰大波纹），U 表示自由斜纹，F 表示无波纹平板，C 表示相邻两片波纹交叉布置，N 表示无倾斜通灰大波纹，L 表示松排列，e 表示表面涂搪瓷等。各预热器供应商略有区别，有些公司在波纹类型后面跟数值，以区分同系列但波纹高度等参数不同的亚种。每种板型组合又存在不同的花纹高度、斜纹角度、钢板厚度、表面是否涂搪瓷等，得到很多亚种，如 NF 系列，根据波纹高度不同，又有 NF6、NF3.5 等，分别用在不同燃料特点的机组上。

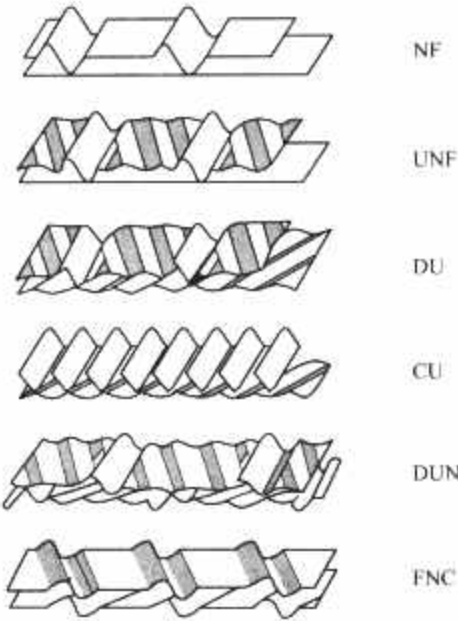


图 3.7-6 几种常用蓄热元件板型

对容易出现热端堵灰（由锅炉结焦、结渣、存在加大烟气流阻滞区等因素引起），采用松排列传热元件是较好选择，如 DL 波形（又称 DX），这种板型设计时相邻两片采用相同板型，通灰槽错开布置（波形形状类似 DUN，但波纹同方向倾斜），板与板间留有 0.2~0.5mm 的间隙，运行时，在气流冲刷下，传热元件片始终处在抖动状态，使颗粒较大的灰分有效通过预热器。

封闭流道型传热元件可以保证吹灰气流进入传热元件内部后，被封闭在小通道内而不扩散到相邻通道中，这样可以使吹灰效果变好和吹灰深度加深，通常适合充当积灰较严重的冷段层传热元件，如 NF 波形，其他还有 UNF、DNF 等波形。

(2) 传热元件板型的选择。元件板型的选择需同时考虑传热效果、流通阻力和堵灰可能三个因素。采用传热效果好的传热元件能降低制造成本，但是不一定流通阻力小或耐堵灰，造成运行成本上升。烟气速度相同时，传热效果和流通阻力往往构成一对矛盾，因为提高换热效果是通过加强气流通道的局部紊流状况，即加大换热表面波纹密度或倾斜角，但这种方式也同时加大了流通阻力系数。

常用的燃料和传热元件板型配置见表 3.7-6（DNF 板型见后面介绍）。

表 3.7-6 常用的燃料和传热元件板型配置

燃料品种	热段和中温段波形	冷段波形	说 明
无烟煤、贫煤	FNC, DUN, DU, CU	DU, NF, CU, DNF, UNF	灰量小、但磨蚀性强，防止热段磨损
烟煤（酸性灰成分）	FNC, DUN, DU, CU	DU, NF, CU, DNF, UNF	灰量较大时，需防止热段磨损
烟煤（碱性灰成分）	DU, DL, DUN	NF, DNF, UNF	灰量大，冷段和热段均可能出现堵灰，热段尽量使用松排列元件
褐煤	DL	NF, DNF	灰量大、水分高，冷、热段均容易堵灰
低硫油燃料	FNC, DUN, DU, CU	DU, NF, CU, DNF, UNF	冷段表面区域易堵灰
高硫油燃料	FNC, DUN, DU, CU	NF, DNF, UNF	冷段全长都易堵灰
气体燃料	FNC, DUN, DU, CU	DU, NF, CU, DNF, UNF	一般不限制板型



(3) 传热元件板厚和材质的选择。传热元件板厚和材质的选择主要依据用户使用寿命要求。常用预热器热段传热元件厚度范围为 0.45~0.8mm, 冷段传热元件厚度范围为 0.8~1.2mm。厚度的选择需和烟气流速情况匹配, 同时考虑烟气中灰分的磨削特性。采用过厚传热元件在带来使用寿命较长好处的同时, 也带来转子自重大、运行功耗大、转子蓄热倍数过高存在浪费、备件费用高等不足, 所以并非元件厚度越厚越好。最常用的配置是: 对烟煤型燃料, 热段和中温段元件厚度为 0.5mm 或 0.6mm, 冷段元件厚度为 0.8mm 或 1.0mm; 热端采用低碳钢材料, 冷段采用耐大气腐蚀材料(如考顿钢)。

冷段元件表面是否使用搪瓷根据烟气低温腐蚀情况来确定。对预热器排烟温度小于预热器要求的最低限值较多的情况, 或烟气中有某种成分结露出现在预热器冷段内部时(硫酸结露, 采用喷氨脱硝时的硫酸氢铵结露等), 如结露区离冷段端面最大距离大于 300mm, 在加大冷段层高度的同时, 应考虑采用搪瓷表面传热元件。搪瓷元件成本通常为耐大气腐蚀材料(如考顿钢)的 3 倍以上, 但较使用耐硫酸不锈钢材料(如 SUS316L)便宜, 而且表面光洁, 非常有利于吹灰和水冲洗。

(4) 传热元件层数和高度的确定原则。元件层数和高度的确定主要考虑预热器传热元件材料市场供应规格、最大元件包重量限制和保证热段与中温段使用寿命相当(不低于一个大修期)、冷段传热元件寿命使用达到一个大修期的要求来确定。

冷段高度需保证预热器内部烟气结露物在任何工况下都处在冷段层内的原则来确认。通常无严重低温腐蚀出现的设计冷段元件高度采用 300mm 左右, 在有喷氨脱硝的系统

(SCR 和 SNCR, 有硫酸氢铵结露), 预热器冷段高度根据入口金属温度需高于硫酸氢铵露点而定, 此时, 冷段元件高度范围一般为 800~1200mm。

### 5.2.2 燃料灰渣分析和预热器推荐设计规范的选择

(1) 燃料灰渣分析。上面介绍了根据燃料煤种选传热元件板型的准则, 但对一些煤种, 这个方法会出现差异, 如一些褐煤燃料灰分特点也会表现出烟煤灰分特性, 在这种情况下, 需对燃料灰渣特性进行分析。

在组成燃料灰渣的金属氧化物中, 酸碱金属氧化物的量决定了灰分在尾部烟道中的灰团形成倾向和沾污特性, 灰熔点温度和燃烧阶段结渣可能性也直接相关。国外推荐采用一个灰渣特征温度值  $T_{250}$ , 即灰锥软化到黏度为  $25\text{Pa}\cdot\text{s}$  的温度, 来表征燃料的结渣可能性。用灰分中  $\text{NaK} = \text{Na}_2\text{O} + 0.68\text{K}_2\text{O}$  成分百分数来判断预热器积灰可能性(也有只采用  $\text{Na}_2\text{O}$  量来判断的方法, 因测量数据不多, 现较少采用), 燃烧结渣倾向和预热器积灰倾向判别见表 3.7-7。  $T_{250}$  数值见表 3.7-8。

表 3.7-7 燃烧结渣倾向和预热器积灰倾向判别

$T_{250}$ (°C)	< 1260	1260~1425	> 1425
燃烧结渣倾向	严重	中等	轻微
$\text{NaK}$ (%)	< 3	3~5	> 5
积灰倾向	轻微	中等	严重

(2) 预热器设计规范的选定。在得到燃烧结渣特性和预热器积灰可能性特征后, 用下面的设计规范表(见表 3.7-9、表 3.7-10)来确定传热元件波形和吹灰方式设计规范。

表 3.7-8

$T_{250}$  数值

$T_{250}$ 数值											°C											
$D_p$ (%)	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	$D_p$ (%)	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	
$B$ (%)	40	1090	1104	1118	1133	1149	1164	1179	1194	1207	1221	57	1133	1173	1214	1251	1283	1312	1337	1364	1390	1416
	41	1090	1104	1119	1135	1151	1166	1182	1197	1212	1227	58	1138	1181	1222	1258	1290	1319	1344	1371	1397	1423
	42	1090	1104	1120	1137	1153	1168	1188	1203	1219	1236	59	1144	1188	1231	1266	1297	1326	1351	1377	1403	1429
	43	1090	1105	1122	1141	1157	1173	1192	1211	1228	1246	60	1150	1195	1238	1273	1304	1332	1357	1383	1409	1435
	44	1090	1107	1125	1145	1162	1179	1201	1219	1238	1259	61	1157	1201	1246	1281	1311	1338	1363	1389	1415	1441
	45	1091	1109	1129	1150	1168	1187	1209	1231	1253	1275	62	1164	1208	1253	1287	1317	1344	1368	1394	1421	1446
	46	1092	1112	1134	1156	1176	1197	1220	1243	1266	1292	63	1171	1216	1260	1293	1323	1351	1374	1400	1426	1451
	47	1093	1116	1139	1162	1183	1209	1233	1258	1283	1310	64	1179	1223	1267	1299	1329	1356	1379	1406	1431	1457
	48	1096	1121	1144	1169	1192	1221	1246	1272	1300	1324	65	1187	1230	1273	1306	1334	1362	1384	1411	1436	1462
	49	1099	1125	1151	1177	1203	1235	1260	1287	1314	1339	66	1194	1238	1280	1311	1340	1367	1390	1416	1441	1466
	50	1102	1129	1158	1186	1214	1248	1273	1301	1328	1353	67	1203	1246	1287	1317	1346	1372	1395	1421	1446	1471
	51	1106	1135	1165	1196	1226	1260	1286	1314	1342	1365	68	1212	1253	1294	1322	1351	1378	1400	1427	1451	1476
	52	1109	1141	1173	1206	1236	1271	1297	1325	1352	1376	69	1221	1261	1301	1328	1357	1383	1404	1431	1456	1480
	53	1114	1147	1181	1216	1247	1281	1307	1336	1361	1386	70	1229	1268	1307	1333	1362	1388	1409	1436	1460	1484
	54	1118	1153	1189	1226	1258	1289	1316	1343	1369	1394	71	1239	1276	1313	1339	1367	1392	1414	1441	1464	1489
	55	1123	1159	1198	1234	1267	1297	1323	1351	1377	1403	72	1249	1284	1318	1344	1372	1397	1418	1445	1469	1493
	56	1128	1166	1206	1242	1275	1305	1331	1358	1383	1409											

注  $B$  为灰分碱成分份额(%), 即

$$B = \frac{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O}}{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O} + \text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2} \times 100\%$$

$A$  为灰分酸成分份额(%), 即

$$A = \frac{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2}{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O} + \text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2} \times 100\%$$

氧化钙和氧化镁相对份额(%)  $D_p$  为

$$D_p = \frac{\text{CaO} + \text{MgO} \times 100}{B(A+B)} \times 100\%$$

表 3.7-9 波形和吹灰方式选择表

结渣性 沾污性	结渣严重	结渣中等	结渣轻微
沾污严重	C	C	B
沾污中等	C	B	A
沾污轻微	C	A	A

表 3.7-10 波形和吹灰方式选择规范详表

设计规范 A	设计规范 B	设计规范 C
1. 热端传热元件 板型:无限制 板厚:0.5~0.6mm 材料:碳钢	1. 热端传热元件 板型:松排列元件 DL 板厚:0.5~0.6mm 材料:碳钢	1. 热端传热元件 板型:松排列元件 DL 板厚:0.6~0.8mm 材料:耐腐蚀低合金钢
2. 中间层传热元件 板型:同热段 板厚:0.5~0.6mm 材料:碳钢	2. 中间层传热元件 板型:同热段 板厚:0.5~0.6mm 材料:碳钢	2. 中间层传热元件 板型:同热段 板厚:0.6mm 材料:碳钢
3. 冷段层传热元件 板型:可以同热段或 NF, DNF, UNF 板厚:0.8~1.2mm 材料:耐腐蚀低合金钢	3. 冷段层传热元件 板型:封闭流道型 NF, DNF, UNF 板厚:1.0~1.2mm 材料:耐腐蚀低合金钢	3. 冷段层传热元件 板型:封闭流道型 NF, DNF, UNF 板厚:1.0~1.2mm 材料:耐腐蚀低合金钢
4. 吹灰方式 热端:不布置吹灰器 冷端:气体吹灰器	4. 吹灰方式 热端:不布置吹灰器 冷端:气体吹灰器	4. 吹灰方式 热端:气体吹灰器 冷端:气体吹灰器

5.2.3 预热器的冷段保护温度的选用和预热器转子冷端构件材料的选用准则

(1) 预热器冷端保护温度的选用。本章第 1 节介绍了烟气露点的计算方法,但是,在使用时需知道烟气中 SO<sub>3</sub> 成分浓度,使用起来不很方便。回转式预热器在设计时,更多地采用预热器冷端平均温度来作为确定合理排烟温度和预热器冷段传热元件材质的准则。冷段平均温度指未考虑冷端漏风修正的排烟温度和空气入口温度的平均值,这个温度非常接近预热器冷端出口平均转子金属温度,即

T<sub>ACET</sub> = (v''<sub>unc</sub> + t')/2

式中: v''<sub>unc</sub> 为未考虑冷端漏风修正排烟温度,℃; t' 为空气进口温度,℃。

燃料的当量硫分含量采用下式计算,即

E<sub>S</sub> = 11 370S<sub>ar</sub> / (Q<sub>gr,ar</sub>(100 - A<sub>ar</sub> - M<sub>t,ar</sub>))

式中: E<sub>S</sub> 为燃料当量硫分,%; S<sub>ar</sub> 为燃料工业分析基硫分,%; Q<sub>gr,ar</sub> 为燃料高位发热量, kJ/kg; A<sub>ar</sub> 为燃料工业分析基灰分,%; M<sub>t,ar</sub> 为燃料全水分。

预热器排烟温度(未考虑漏风修正)的选定原则上按照图 3.7-7 曲线确定。

(2) 预热器冷端转子构件材料的选取准则。在图 3.7-7 中,当预热器设计冷端工作平均温度分别在①、②、③区工作时,转子冷端构件承受的腐蚀程度依次加深,需选用不同的材料来制造转子冷端构件。需要指出的是,对油燃料,当炉膛出口过量空气系数小于 1.05 时,由于生成的 SO<sub>3</sub> 量很少,②区的范围不再是图 3.7-7 中(b)区的阴影部分,而是介于温度 87.8~96.1℃ 之间。在①、②、③区工作的预热器冷端构件材料选用准则见表 3.7-11。

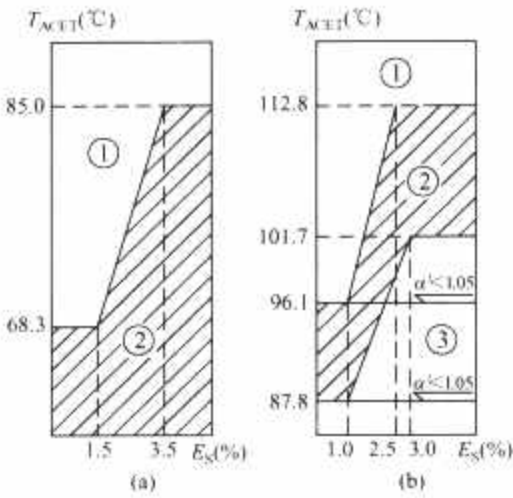


图 3.7-7 推荐的燃用煤、油燃料的预热器 T<sub>ACET</sub> 温度曲线 (a) 煤燃料; (b) 油燃料

表 3.7-11 推荐预热器转子冷端构件材料选用准则表

设计 规范	选用 材料	冷端传热 元件层区域			冷段中间 层区域		热段和热段 中间层区域		
		传热 元件	密封 构件	转子 构件	传热 元件	转子 构件	传热 元件	密封 构件	转子 构件
①	耐腐蚀 低合金钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	全部碳钢		
②	涂搪瓷 钢板	耐腐蚀 低合金钢	耐腐蚀 低合金钢	耐腐蚀 低合金钢	碳钢	碳钢	全部碳钢		
③	涂搪瓷 钢板	不锈钢	耐腐蚀 低合金钢	涂搪瓷 钢板	耐腐蚀 低合金钢	耐腐蚀 低合金钢	全部碳钢		

(3) 有喷氨法脱硝的系统预热器冷段传热元件的选用准则。对设计有喷氨法脱硝的系统,考虑未反应掉的氨气和烟气中 SO<sub>3</sub> 反应生成硫酸氢铵[NH<sub>3</sub> + SO<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O = (NH<sub>4</sub>)HSO<sub>4</sub>],在浓度较高时,会沉积在预热器转子内,硫酸氢铵露点和 NH<sub>3</sub> 与 SO<sub>3</sub> 的浓度相关,参见图 3.7-8 右下部分。硫酸氢铵从气态向液态转变的温区正好处在流经预热器部分的烟气温区(450~120℃)。通常,在 NH<sub>3</sub> 逃逸浓度 6~10mg/m<sup>3</sup> (标准状态下)时,硫酸氢铵处在液相的温区为 232~149℃;当 NH<sub>3</sub> 和 SO<sub>3</sub> 的浓度上升时,这个温区也会向上漂移。为避免硫酸氢铵跨层沉积(由于元件棱边吸附效应强,元件层间为堵塞最严重区),预热器冷段层需包容整个硫酸氢铵沉积区。

在有喷氨法脱硝系统中的预热器冷段传热元件高度根据下列方式确定:按照设计允许 NH<sub>3</sub> 逃逸浓度和 SO<sub>3</sub> 浓度,确认硫酸氢铵从气相向液相的开始转变温度(见图 3.7-8,

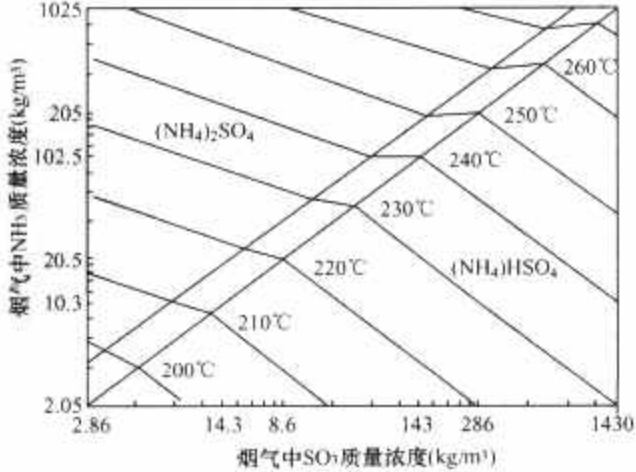


图 3.7-8 烟气中硫酸氢铵和硫酸相变温度图



图中对角斜线上方为硫酸铵生成区,下方为硫酸氢铵生成区),考虑烟气中灰分吸附效应,当燃料  $A_{ar}/S_{ar} > 7$  时,这个开始转变温度可以降低  $20^{\circ}\text{C}$  左右。根据在最小投运脱硝系统工况下,保证烟气侧冷段元件最低入口金属温度大于硫酸氢铵从气相向液相开始转变的温度的原则,来确定冷段元件层高度。

此时冷段元件层通常较高,同时考虑脱硝系统工作时,  $\text{SO}_2$  向  $\text{SO}_3$  转化率高,硫酸露点升高,冷段元件需使用耐腐蚀低合金钢以上材料。对氨气逃逸率超过  $6.15\text{kg}/\text{m}^3$  的机组,国外较多采用涂搪瓷钢板传热元件。密封片和转子构件受硫酸氢铵沉积影响较少,材料选用仍根据硫酸腐蚀程度原则。

冷段元件高度加高后,为保证吹灰效果,一般需使用封闭通道型传热元件(NF、UNF、DNF等),DNF型传热元件如图3.7-9所示,这种板型比NF型,具有较好的传热效果。同时,每个气流通道利用通灰直波纹和平纹配合,做到完全封闭,保证吹灰介质能做到压力损耗最小,完全穿透。



图 3.7-9 DNF 型传热元件(涂有搪瓷)

#### 5.2.4 预热器直径的确定原则

预热器的直径大小主要根据入口烟气流速和允许最高烟气(或空气)流通阻力来确认。常用的预热器入口烟气流速范围应不超过  $16\sim 18\text{m}/\text{s}$ ,否则,容易引起传热元件过量磨损,降低传热元件使用寿命。

允许最大烟气流速阻力一般限定为在 BMCR 工况下不超过  $1.2\text{kPa}$ 。

在每台锅炉采用两台配置方案时,机组等级和预热器直径范围对应见表 3.7-12。

表 3.7-12 锅炉机组等级和预热器直径范围  
对应(配两台预热器)

机组等级(MW)	50	100	135	200	300	350	600	660	800	1000	1200
预热器直径范围(m)	4.78 ~ 5.20	5.54 ~ 6.04	6.08 ~ 7.20	7.20 ~ 8.66	9.45 ~ 10.84	9.93 ~ 11.30	12.39 ~ 14.95	13.51 ~ 15.62	14.25 ~ 16.40	15.62 ~ 17.23	18.10 ~ 18.91

### 5.3 预热器性能计算方法

#### 5.3.1 预热器热力计算方法

传统回转式预热器热力计算方法为参照管式预热器算法,按照 1973 版苏联热工研究所标准方法计算,能解决二分仓预热器的整体计算。考虑预热器蓄热元件采用分层布置、每层传热元件的几何参数可能不同、预热器多采用超过两个分仓等因素,20 世纪 80 年代开始,受热面回转式预热器基本上采用计算机有限单元法数值计算,这种算法能输出全转子金属和流体温度场,计算精度远高于传统的计算传热系数方式的整体算法。目前这种算法已为各主要预热器制造商广泛采用,并已完成程序化,我国各预热器厂家引进的计

算程序中也采用此算法。

#### 5.3.2 计算步骤

(1) 计算边界条件和假设:

- 1) 在转子入口端面上,烟空气温度和成分均匀分布。
- 2) 沿转子径向和周向方向没有导热存在,但沿转子周向,金属温度不同。
- 3) 在气体流动方向存在导热。
- 4) 所有气体物性参数(比热容、热导率和运动黏度)只是温度函数,烟气和空气均为混合成分理想气体。烟气和空气的物性参数和工作流体压力无关。
- 5) 金属物性参数(比热容、热导率)仅为金属温度函数。
- 6) 转子的其他金属构件,不参与换热。
- 7) 只考虑对流传热和金属导热,忽略辐射传热。
- 8) 忽略携带漏风和携带烟气对换热的影响。

(2) 建立基本热平衡方程,经过计算求解,获得蓄热体内流体温度分布。在每个单元体中,气体进出单元体的焓差和向金属的对流放热量相等,热平衡方程为

$$\begin{aligned} & \dot{m}_g f_j c_{p,j} (t_{i-1/2,j} - t_{i+1/2,j}) \\ & = h_{i,j} S f_i f_j \left( \frac{t_{i-1/2,j} + t_{i+1/2,j}}{2} - \frac{T_{i,j-1/2} + T_{i,j+1/2}}{2} \right) \\ & S = \gamma A_s H \end{aligned}$$

式中:  $\dot{m}_g$  为流体介质流量;  $c_p$  为空气或烟气比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $f_i$  为传热单元横截面积份额;  $f_j$  为传热单元蓄热体壁面面积份额;  $S$  为同一层仓格内蓄热元件的总换热面积;  $A_s$  为分仓的横截面积(包含部分扇形板下方的惰性区流通面积);  $\gamma$  为蓄热体单位体积内的传热面积,  $\text{m}^2/\text{m}^3$ ;  $h_{i,j}$  为蓄热体壁面与流体介质间的对流换热系数。

(3) 进行预热器流通阻力的计算。预热器的流通阻力包括沿程流通阻力、进出口流通截面缩放局部阻力和气体膨胀流通阻力三个部分。

(4) 预热器漏风量计算。

1) 直接漏风。由于烟空气压差引起的漏风称作直接漏风,发生在惰性区密封间隙处。计算公式为

$$L_d = 29.038 \times A_{na} \times \sqrt{\rho \Delta p / Z} \quad (\text{kg/s})$$

式中:  $L_d$  为预热器直接漏风量,  $\text{kg/s}$ ;  $A_{na}$  为漏风通道截面积,  $\text{m}^2$ ;  $\rho$  为各产生漏风部位的实际空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\Delta p$  为泄漏缝隙两侧的压力差,  $\text{kPa}$ ;  $Z$  为密封道数。

2) 携带漏风。转子转动会将积存在预热器转子内部的空气和烟气随转动携带到下一分仓,其中携带的空气,通常称为携带漏风,用下式计算,即

$$L_c = (\Omega/60) V_{\text{rotor}} \rho_{\text{avg}} \quad (\text{kg/s})$$

式中:  $L_c$  为预热器携带漏风量,  $\text{kg/s}$ ;  $\Omega$  为转子转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;  $V_{\text{rotor}}$  为转子内部空腔空间;  $\rho_{\text{avg}}$  为转子内部空气平均密度。

3) 总漏风量和漏风率。总漏风量计算式为

$$L_{\text{air}} = k \sum L_d + L_c \quad (\text{kg/s})$$

式中:  $L_{\text{air}}$  为总漏风量,  $\text{kg/s}$ ;  $k$  为考虑安装、运行影响的修正系数,一般为  $1.7\sim 1.8$ ;  $\sum L_d$  为各部位直接漏风量之和。

漏风率定义为漏到烟气中的空气质量占烟气进口质量的百分率,即

$$A_L = \frac{L_{\text{air}}}{W_{\text{gin}}} \times 100\%$$

式中:  $A_L$  为漏风率, %;  $W_{\text{gin}}$  为预热器烟气进口流量,  $\text{kg/s}$ ;  $L_{\text{air}}$  为总漏风量,  $\text{kg/s}$ 。

4) 漏风率和漏风系数的关系。在锅炉计算时更多使用预热器漏风系数,漏风率和漏风系数关系为



$$\Delta\alpha = \frac{V_{g,m}\rho_{g,m}}{V_0\rho_0}A_L/100$$

式中:  $\Delta\alpha$  为预热器漏风系数;  $V_{g,m}$  为预热器进口每公斤燃料烟气标准状况下的实际烟气体积,  $m^3/kg$ ;  $\rho_{g,m}$  为标准状况下预热器进口烟气的密度,  $kg/m^3$ ;  $V_0$  为每公斤燃料标准状况下的理论空气量,  $m^3/kg$ ;  $\rho_0$  为标准状况下空气的密度,  $kg/m^3$ ;  $A_L$  为预热器漏风率, %。

通常漏风系数的值为漏风率值的 1.2~1.4 倍, 随燃料不同而异。

(5) 进行传动功率计算。预热器在运行阶段, 需考虑下列阻力因素: 轴承摩擦阻力和密封结构摩擦阻力, 在得到摩擦扭矩大小后, 才能计算传动功率。

1) 轴承摩擦扭矩。轴承摩擦扭矩按下式计算, 即

$$N_b = f_b(F_g \times r_g + F_s \times r_s)$$

式中:  $f_b$  为轴承摩擦系数;  $F_g$  为作用在导向轴承上的载荷, N;  $r_g$  为导向轴承平均半径, m;  $F_s$  为作用在支承轴承上的载荷 (N);  $r_s$  为支承轴承平均半径, m。

2) 密封片摩擦扭矩。计算工况取最恶劣工况, 即出现预热器转子整体超温, 造成所有密封副都出现摩擦状态。径向密封的阻力矩为

$$N_{sr} = 2n \int_{R_p}^{R_{ax}} f_s r dr = n f_s (R_{ax}^2 - R_p^2)$$

轴向密封阻力矩为

$$N_{sa} = n f_s L_p R_{ax}$$

旁路密封阻力矩为

$$N_{shp} = 2 f_s \times 2\pi R_{hp}^2$$

中心密封阻力矩为

$$N_{sc} = 2 f_s \times 2\pi R_p^2$$

式中:  $f_s$  为单位长度密封片的平均阻力, N/m, 经验值为 117N/m;  $L_p$  为轴向密封长度, m;  $R_{ax}$  为轴向密封回转半径;  $R_{hp}$  为旁路密封回转半径;  $R_p$  为中心筒半径;  $n$  为转子密封总接触道数。

3) 转子加速扭矩。回转式空气预热器转子自重庞大, 启动困难, 为此需核算启动加速扭矩, 即

$$N_a = \frac{W_r R_{rot}^2 \Omega}{115t}$$

$$R_{rot} = \frac{R_0}{\sqrt{2}}$$

式中:  $t$  为加速时间, s;  $W_r$  为转子自重, N;  $\Omega$  为最终稳定转速,  $r/min$ ;  $R_{rot}$  为转子惯性回转半径, m;  $R_0$  为转子筒体半径, m。

4) 启动阶段功率计算。启动阶段, 传动功率仅为克服轴承摩擦阻力, 故总阻力矩仅为轴承摩擦阻力, 对滚动轴承, 摩擦阻力系数取钢—钢材料的静摩擦系数 0.1。对滑动轴承, 此时油膜未建立, 摩擦阻力系数取 0.25。传动功率为

$$P_{start} = \frac{N_b \Omega}{9550\eta}$$

式中:  $\eta$  为传动效率。

5) 转子加速功率计算。加速阶段, 传动系统需增加出力, 在规定时间内  $t$  内, 达到运行转速, 提供的传动平均功率为

$$P_a = \frac{N_a \Omega / 2}{9550\eta}$$

6) 转子运行阶段功率计算。运行阶段, 传动系统需克服轴承阻力和密封摩擦阻力, 运行阶段提供的传动功率为

$$P_o = \frac{\Omega}{9550\eta} (N_b + N_{sr} + N_{sa} + N_{shp} + N_{sc})$$

运行阶段, 滚动轴承阻力矩计算摩擦系数使用 0.0018,

滑动轴承阻力矩计算摩擦系数使用 0.01。

## 5.4 预热器性能测试方法

预热器的性能测试方法按照美国 ASME 标准的 PTC4.3 部分。预热器性能测试包括预热器漏风率、换热效率、流通阻力等参数。

预热器的漏风测点布置要求为: 烟气进口和出口均需布置网格装测点, 测点间距应为 0.75~1.2m 的矩形或正方形网格, 小型预热器从小, 大型预热器从大。烟气进口测点位置应布置在预热器和膨胀节法兰下方, 考虑漏风发生在烟道靠近预热器下梁的一侧, 分布很不均匀。为保证漏风空气和烟气充分混合, 烟气出口测点必须和预热器烟气出口法兰有不小于 5m 的距离, 并尽量安排在烟道经过一次转弯后的部位。

测试漏风时, 必须消除在上下测点之间的非预热器漏风点, 如烟道接口、检修门孔、膨胀节等部位漏风点。漏风测试时在测试开始的 1h 内, 锅炉应燃用接近设计成分燃料, 并保证负荷变化在  $\pm 3\%$  之间, 预热器需作一次完整吹灰。

预热器性能保证数值为按锅炉燃用设计燃料时的 BM-CR 或 ECR 工况做出, 因此, 所有测量记录数据需根据燃料、烟空气量、烟空气温度偏离设计工况情况进行修正。修正方法详见 ASME 标准的 PTC4.3 部分。

## 5.5 受热面回转式预热器的结构

### 受热面回转式预热器的总体结构

从外形上分, 预热器分为八角形外壳和圆筒形外壳两类; 从分仓个数分, 预热器分为二分仓、三分仓、四分仓三类; 从传动方式分, 预热器分为转子外周围带驱动和中心轴驱动两类。由于投入实际运行的结构形式较多, 本文以国内主要锅炉厂生产的预热器结构形式来介绍, 预热器布置形式为 VI 形。

受热面回转式预热器的基本结构如图 3.7-10 所示。包

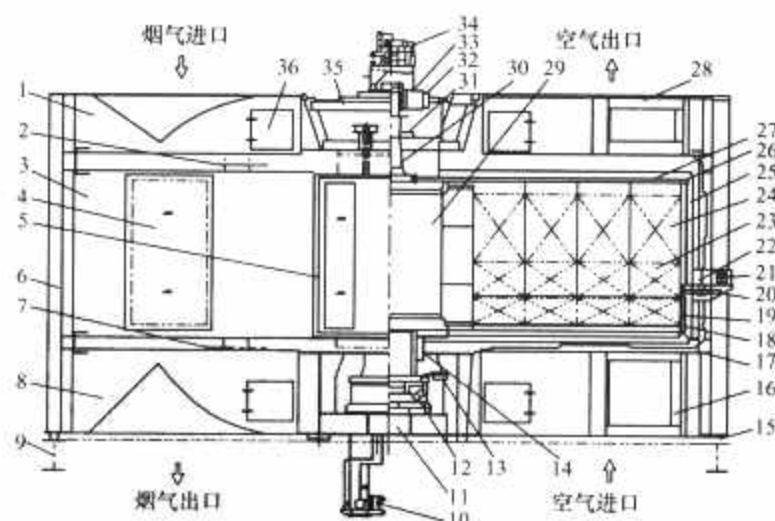


图 3.7-10 受热面回转式预热器的基本结构

1—上连接板; 2—上部清洗消防管入口; 3—转子外壳; 4—外壳安装检修可拆门; 5—主支座; 6—副支座; 7—下部清洗消防管入口; 8—下连接板; 9—锅炉钢架; 10—支承轴承油站; 11—下支承梁; 12—支承轴承; 13—停转报警装置; 14—下部静密封盘; 15—支座膨胀滑块; 16—下部一次风中心部分; 17—外壳刚性环; 18—冷端传热元件支承栅架; 19—冷端传热元件; 20—传动齿轮; 21—传动装置; 22—围带; 23—中温段传热元件; 24—高温段传热元件; 25—轴向密封; 26—旁路密封; 27—径向密封; 28—上部一次风中心部分; 29—中心筒; 30—导向端轴; 31—气封装置; 32—导向轴承座; 33—导向轴承; 34—支承轴承油站; 35—上部梁; 36—检修人孔门

括：中心筒、转子、蓄热元件、上下连接板（又称过渡连接烟风道）、导向端轴和轴承、支承端轴和轴承、轴承润滑油系统、密封系统、外壳、密封板和静密封、火灾报警系统、停转报警系统、大型预热器配有的漏风控制系统、吹灰系统、检修门孔等构成。

采用不同分仓形式的预热器基本布置方式如图 3.7-11 所示。四分仓预热器用于一次风压头非常高的场合，如大型 CFB 锅炉，能通过降低漏风压力差来有效减少漏风量。二分仓预热器用于烟风系统较为简单的小型机组和油气燃料机组，大型燃煤机组多采用三分仓设计。

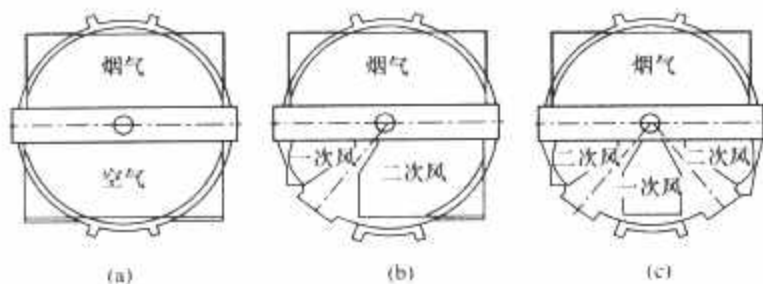


图 3.7-11 典型预热器的分仓布置方式

(a) 二分仓预热器；(b) 三分仓预热器；(c) 四分仓预热器

(1) 转子结构。转子是安放传热元件的构件。转子由径向隔板分成 12~64 格仓（系列为 12、18、24、32、36、48、64）。在每个格仓中，由横向隔板进一步分成更小的梯形传热元件包安装室。转子的中心轴又称中心筒，为中空筒体结构。中心筒上下为端轴，和导向轴承及支承轴承相连，构成完整的回转体。

对小型预热器，直径小于 9m 的预热器转子可以设计成两个半圆（中心筒也设计为对分式），此时现场拼装可以最简化。

对转子半径超过运输限制的大型预热器，为减小运输体积，转子外周构件设计成多个扇形结构。扇形结构和中心筒采用的连接方式有焊接连接和销连接两种方式。焊接连接方式具有制造成本较低的优势，但现场焊接工作量大，安装时间长，传热元件需全部在安装阶段安装；销连接方式又称模块式设计，分全模块设计和半模块设计，采用固定销替代径向隔板和中心筒的焊接，组装简单快捷。模块式转子近年多采用半模块设计，以克服全模块设计的不足，保留安装快捷等优点。

考虑预热器冷端传热元件承受较多低温腐蚀，更换周期短于热端传热元件的特点，设计时，多采用将冷段和冷段中间层设计为抽屉更换式，从转子侧面进行更换，达到更换时不影响热端层的目的。也有将各层传热元件全部设计为从转子侧面更换的方案。

考虑燃料变化等因素引起预热器在未来有添加受热面的需要，在设计转子时，常考虑在传热元件层上方留出一定的空余高度，供将来补充换热面用。这一段高度通常称为转子的将来层高度。

(2) 受热元件。传热元件由一对或两对成形轧辊加工出波纹，采用数控程序切割出需要的长度。传热元件采用元件包形式生产，便于包装和安装工作。传热元件片在传热元件包中的排列方式通常有沿转子径向和环向排列两种方式（又称横放和纵放），径向排列元件规格少，加工方便，但近角部的元件片长度短，易在运行时散落。环向排列传热元件每一对元件长度均不同，规格多，但片长较长，容易固定。

元件包有如下几种形式，如图 3.7-12 所示。

图 3.7-12 (c) 为卧式预热器元件包，壳板上开有的螺

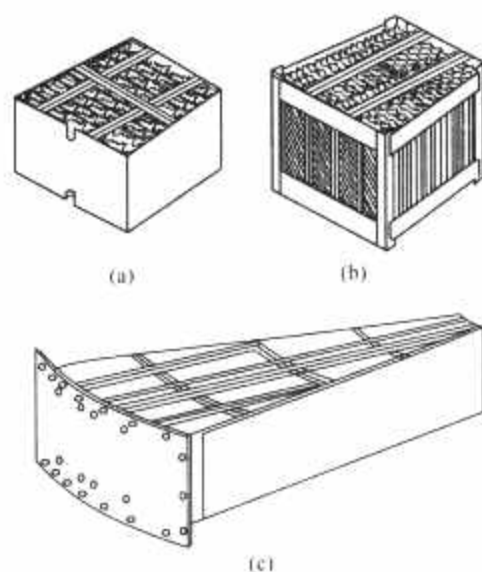


图 3.7-12 几种典型传热元件包外形  
(a) 冷段元件包；(b) 热段（中温段）元件包；  
(c) 典型卧式预热器防松元件包

孔用来将元件包和转子壳板固定，以避免运行时元件包松动使转子振动危及卧式预热器的运行。元件框架应设计为上下对称，满足在使用一定年限后，为延长传热元件寿命，倒置传热元件包使用的需要。元件包的设计寿命应长于所装传热元件，冷段传热元件包应使用耐腐蚀材料制造传热元件沿高度方向分层，传统的分层方式为：沿烟气流向依次分为热段层、中温段层、冷段中间层（在烟气腐蚀性较强时需要）和冷段层。

传热元件层高度的确定原则为：对热段层，尽量采用市场采购的元件板宽，以减少钢板开卷成本，但受元件加工线宽度限制，一般小于 1200mm。中温段高度一般较为灵活，主要按换热面积需要来确定，但兼顾减少钢板开卷数目需要，通常考虑按照每 25mm 或 50mm 为一个增长级数，以方便采购。冷段层对煤燃料常见的腐蚀深度小于 300mm，一般设计取 300mm；对油燃料，腐蚀层深度超过 300mm 时，增加使用和冷段层同板型的冷段中间层，高度在 150~600mm 之间，根据腐蚀深度计算值确定。近年来，特别是采用下置式围带设计（围带位置定在转子冷段层栅架以下）或中心轴驱动的设计，此时冷段和冷段中间层可以合并，采用较高冷段层，以达到合理使用冷段元件材料、减少元件层数的目的。

近年来，有元件分层总数减少的趋势，主要考虑减少层数可以减轻元件包框架数量和降低转子高度，以减少材料耗量，减少制造工作量，同时也减少流通阻力。

(3) 预热器壳体结构。预热器壳体包括转子外壳和上下连接板，以及人孔、观察孔等附件。

转子外壳为围在转子外周的预热器壳体，从形状上分有八角外形和圆筒形两种。介于上下梁之间的外壳称主支座，位于主支座中心连线成 90°部位的外壳称副支座，主副支座下方（或主支座下部的支承梁下方）每块设有 2 个滑动支点，提供了预热器的八个支承点，由于整个转子重量均加载在下部支承梁上，通常四个主支座支点承担了 95% 左右的预热器荷载，副支座仅承担预热器壳体的自重和传动装置等局部荷载，仅为预热器总垂直荷载的 5%。在转子外壳上，设有检修可拆门，供安装围带、转子轴向密封等构件，另设有一块刚性较大的外壳板，用来连接围带传动设计的传动装置支架。

外壳主支座还是安装轴向圆弧密封板及其密封和调节装置的构件。上下连接板为连接预热器和进出口烟风道的过渡



结构,包括烟风道从方变圆或从圆变方的转角结构,隔开上部烟空气侧和安装导向轴承的上部中间梁,隔开下部烟空气侧和安装支承轴承的下部中间梁,隔开一次风和二次风的一次风中心部分,以及必要的内部支撑结构。上下连接板中间梁和隔开一、二次风的一次风中心部分,还是安装扇形板及其调节装置,以及扇形板静密封结构的构件。下连接板中间梁由于承受全部转转载荷,载荷集中于其中心部分,设计时需作详细进行应力和变形分析,梁的总体挠度需控制在 $1/1000$ 以内。在上下连接板上设有人孔门,供检修进入预热器内部用。热端空气侧设置有无照明隔热式窥视孔,冷端设置有带照明灯的窥视孔,供运行阶段检查预热器转子转动情况和火灾情况等用。

(4) 密封装置。预热器的密封装置分动密封和静密封两类。动密封指转子和密封板之间的密封,静密封指密封板和预热器固定壳体之间的密封。

1) 动密封。大型预热器的动密封件包括中心筒密封、径向密封、轴向密封(小型预热器不设)和旁路密封。密封片为由薄板加工成的片形板件。密封板用来封闭转子格仓。

中心筒密封的作用是为了减少上下端轴部位空气进入静密封盘内漏到烟气侧的漏风。运行间隙一般留 $1\sim 1.5\text{mm}$ 。径向密封用来减少转子径向隔板上下端和扇形板件的漏风量。轴向密封用来减少转子和固定外壳之间的漏风量。旁路密封用来减少从转子外周和预热器壳体之间的不参与换热的旁通烟空气量。

采用密封片和密封板是为了实现精确调节密封间隙,弥补预热器构件庞大造成的壳体和转子间间隙不均匀、密封表面不平整的不足。

在采用全模块设计方式时,为避免相邻模块重叠的两块径向隔板之间出现气流通道,设置有相应的密封结构。

动密封中的密封片,在运行中为允许磨损构件,采用耐硫酸腐蚀材料制造,材质有考登钢、普通不锈钢( $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$ )、耐硫酸腐蚀不锈钢( $316\text{L}$ )、聚四氟乙烯板材等,径向和轴向密封片厚一般为 $1.5\sim 3\text{mm}$ ,中心筒密封片厚度为 $5\sim 8\text{mm}$ 。安装需超出转子上的固定件 $5\sim 6\text{mm}$ (如密封角钢、密封端板等处)。为减轻和密封板间的磨损,径向和轴向密封片边缘适当轻微折边,但这样设计需使密封片安装方向和转向吻合。中心筒密封片由于厚度较厚,为避免磨损扇形板,密封片和扇形板间留 $5\sim 6\text{mm}$ 间隙。密封片和密封板之间间隙数值,需根据转子变形和预热器各部分膨胀量计算情况设定,并附加留有 $1\sim 3\text{mm}$ 的安全运行间隙。

密封板的覆盖角度根据密封道数来确定,采用多少道密封设计方案,密封板需覆盖几道相同数目的转子仓格。密封板在安装时可以调节位置,留出和密封片间的需要间隙值。密封板设计有运行阶段可调和固定两种设计方案。

2) 静密封。静密封包括扇形板静密封和轴向密封板静密封。设计有单侧布置和双侧布置两种方案,目前常用双侧布置。配合密封板的运行阶段是否可调,也分可调式和焊接固定式。固定式结构设计较为简单,仅将密封片和壳板及密封板焊妥即可。

在扇形板尾部和轴向密封板上方,在运行时考虑密封板和预热器外壳温度不同,需要考虑一定的膨胀位移。同时,考虑密封需作安装和运行阶段的位置调整,密封板和壳体间需留有间隙,但这个间隙会导致较大漏风。图3.7-13所示的密封结构能兼顾密封板调节和吸收膨胀间隙的需要。图3.7-13中,密封板夹板保证密封条紧贴密封板端部,预热器壳体夹板保证密封条贴紧外壳法兰,但密封条能随密封板

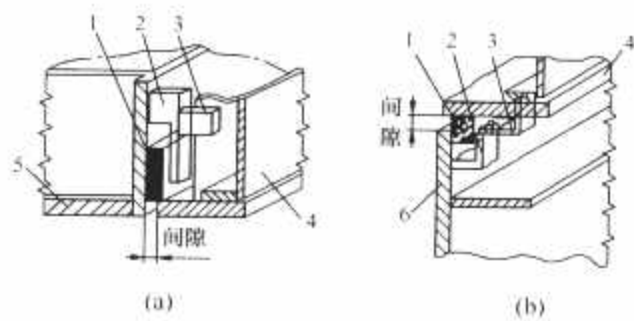


图 3.7-13 密封板端部密封

(a) 扇形板尾部; (b) 轴向密封板上端

1—弧形密封条; 2—密封板夹板; 3—预热器壳体夹板;  
4—预热器外壳; 5—扇形板; 6—轴向密封板

膨胀和调节时滑动,始终起到堵塞间隙作用。

(5) 传动装置。预热器的驱动方式有围带驱动和中心轴驱动两种方式。

1) 围带驱动方式。围带驱动装置由装在转子外周上的整圈围带、传动齿轮和传动减速机等组成。由减速机将电动机动力传递给传动齿轮,带动围带转动,达到驱动转子旋转的目的。整个传动装置固定在预热器外壳上,和预热器外壳同步向外膨胀。

围带传动装置通常采用液力耦合器作为启动保护件,采用超越离合器达到在主电动机运转时避免辅传动电动机和气动马达跟转。启动顺序为先启动辅助电动机,再启动主电动机,这样能减少由于巨大的转子惯性产生的对电动机的启动冲击。

围带内部对应每道轴向密封的部位,都设有密封,隔绝围带销内部漏风。围带节直径采用长销连接或直接焊接连接,构成整圈围带。围带固定支点需设置在使围带受转子张力变形影响最少的部位。围带应设置在接近转子冷端的部位。

辅传动通常提供较低转速,为正常转速的 $25\%\sim 50\%$ ,以满足预热器在水冲洗、检修等阶段的低速转动转子需要。辅传动也作为主传动的备份,能满足锅炉不降负荷运行需要,用辅传动作传动电动机时,需注意预热器烟风道两侧温差会因转速减慢而略有加大。

低转速的气动马达(选配)用来在安装检修阶段盘动转子,也可用来作最安全启动方式时的盘车马达,在预热器主辅电动机失去电源时,气动马达的供气管路电磁阀会马上打开,利用储气罐中的压缩空气作动力来维持预热器旋转,避免转子停转引起转动卡滞而损坏转子密封构件。气动马达的供气管路需考虑设置过滤器、电磁阀、调压阀,还要设置油雾器向气体内加入适当的润滑油雾,使气动马达得到可靠润滑。

2) 中心轴驱动方式。中心驱动方式指将预热器的转动轴作为驱动轴,传动电动机的功率通过减速机直接传递到预热器转子上。由导向端轴驱动和支撑端轴驱动两种设计,常见的为端轴驱动方式。

减速机为大减速比设计,总减速比可达 $800\sim 1500$ 。由于直接驱动转子,需较长的启动缓冲时间,一般采用变频器作为启动延时方式,也利用变频器作为调速工具。主、辅电动机通常采用相同大小电动机,也用超越离合器防止辅电动机跟转。减速机和端轴之间需采用可靠的连接方式,一般采用带键的结构,并能适应减速机出轴和转子轴线不同心的工况。

3) 两种驱动方式比较。两种驱动方式从原理本质上讲均为克服转子转动时的密封片摩擦阻力矩和轴承摩擦阻力

矩,在密封间隙和转子重量相当、转速相同、总传动效率相同时,输入功率大小相同,没有本质差异。

由于驱动力作用点不同,作用在传动齿轮上的力大小和两者的传动力臂长短成反比,围带传动的齿轮受力明显小于中心驱动,表现为围带驱动对运行阻力变化不敏感,能满足预热器快速启动需要,预热器传动可靠性占有优势。这是绝大多数预热器供货商对大直径预热器使用围带传动方式的主要原因。

从结构上讲,围带传动结构复杂,制造成本高,安装工时长,安装质量要求高,围带销外存在较小量的漏风。而中心驱动方式结构简单,转子设计简化,安装简便,有一定优势。

围带传动能采用最简单的启动保护手段,小型预热器可以直接用主电动机启动,大型预热器也只需简单的液力耦合器作启动保护装置。中心驱动由于减速机直接承受启动转矩,必须采用较长启动时间,因而多采用变频启动和调速,对恒定运行转速的预热器,变频器的使用不是为了节能。

此外,中心驱动另外还有在采用热端布置时,运行环境温度通常较高,检修导向轴承时需先拆取传动装置,就显得检修场地较小等不足。

一般认为,对小型预热器,采用中心驱动有一定优势,对600MW及更大机组的大型预热器,为保证预热器可靠长期运行和锅炉同步快速启动,采用围带传动优势明显。从现有预热器传动装置运行情况看,围带传动总体故障率较低,中心驱动的减速机故障较多。

(6) 支承轴承。预热器支承轴承安装在预热器冷端连接板中间梁中心部位,主要承担转子传递来的垂直载荷和烟空气压力差、流通阻力产生的水平载荷,以承受垂直载荷为主。

预热器支承轴承有两种结构形式:向心推力球面滚子轴承和平面平衡推力块轴承。前者可以同时承受垂直载荷和径向载荷,后者只能承受垂直载荷,水平载荷部分需另加一小尺寸双列向心球面滚子轴承来承担。

我国在20世纪80年代从美国引进技术时首批设计的预热器多采用这种轴承。平衡推力块轴承利用平衡块摆动使推力瓦块倾斜,转盘将润滑油带入瓦块和转盘之间产生厚度只有几个微米的油膜,正常运行时具有较小的摩擦阻力。这种轴承对润滑油品质要求较高,允许油中杂质颗粒要求小于 $25\mu\text{m}$ ,并要求润滑油维持较大的黏度,因而运行时,有时会出现油膜不能稳定存在而造成预热器运行阻力急剧升高、瓦块表面巴氏合金烧毁等故障,对运行维护水平要求高。随着近年来向心推力球面滚子轴承完成了大型化,平衡推力块轴承逐步为向心推力球面滚子轴承所代替。

推力轴承承受的载荷较大,要求采用黏度数值较高的润滑油,一般使用ISO VG680以上的润滑油,为避免运行油温偏高时润滑油内出现气泡,一般需要使用合成润滑油。

支承轴承拆卸时,采用卸载千斤顶安放在中心筒下方卸去转子载荷,抽去轴承座下方垫块放低轴承座,然后可以水平拉出轴承组件检修。

(7) 导向轴承。导向轴承用来维持转子回转轴线,装在热端中间梁中心部位,轴承承受水平载荷,一般使用内圈为锥面的双列向心球面滚子轴承。

考虑采用热端扇形板可调设计方式时,为使热端扇形板内端和转子同步上下膨胀,采用螺杆将扇形板内端和导向轴承座相连。导向轴承座能沿导向端轴轴线滑动,吸收转子膨胀量。导向轴承座内部设有密封套管,能封闭轴承座内润

油空间,避免出现漏油。

轴承不直接装在端轴上,而是通过连接套管过渡,以避免直接磨损导向端轴。导向端轴、连接套管和轴承均采用锥面配合,并需预紧装配,以保证固定牢转子,避免转子偏摆。

导向轴承润滑油一般和支承轴承采用同种润滑油,但工作油温较高,有时采用在轴承座外加水冷套冷却方式。

导向端轴在从上部中间梁底板伸出到预热器外部的部位,设置气密封装置,采用盘根和引入冷一次风空气方式密封,一次风冷空气压头高于此处预热器内部风压,能阻止热风漏出。该气封盘和底板不焊接,采用弹簧机构压紧,在转子有轻微偏摆时可以随之运动,保持密封性能。

(8) 轴承润滑油站。为保证轴承在合适的润滑油品质和合适的温度下工作,延长轴承使用寿命,预热器轴承设置润滑油站。润滑油站设计为独立系统,用管路和轴承座相连,油站安装位置可以移到方便检修巡视的场所。

油站由电动机、油泵、安全阀、水冷器、过滤器、温度计、压力表等组成,由锅炉DCS控制。控制依据为装在轴承座上的测温热电阻,能将轴承油温控制在一定范围内,通常导向轴承在 $50\sim 75^{\circ}\text{C}$ ,支承轴承在 $35\sim 60^{\circ}\text{C}$ 范围内。

特殊设计时,油站可以采用双油泵,装设润滑油压力变送器和过滤器差压变送器。

(9) 吹灰和水冲洗装置。

1) 吹灰设备。在预热器的冷端烟气侧(转子转入端)装设一台吹灰器,当预热器存在热端堵灰可能时,在转子上方烟气侧也装设吹灰器。吹灰器形式有四种:伸缩式吹灰器,固定式吹灰器,气动脉冲吹灰器,摆动吹灰器。最常用的为伸缩式吹灰器。

2) 低压水冲洗设备。低压水冲洗设备用来在吹灰器无法控制流通阻力时清除传热元件积灰。低压水冲洗设备一般安排在停机阶段进行,也有在对单台预热器隔离时进行,此时需将预热器转子金属冷却到 $150^{\circ}\text{C}$ 以下方可进行。清洗顺序为先冲洗预热器冷端,再冲洗预热器热端,清洗干净与否以进出预热器转子的清洗水pH值相同为判据。在清洗前,先短时间开启清洗水浸泡转子半小时左右,过一定时间后再连续清洗可以达到较好效果。

水冲洗阶段,为增加水流在转子上的停留时间,采用低转速转动预热器转子。清洗转子后务必用送风机吹干转子。否则,未冲净积灰会板结,将很难用常规方式除去,只有打开元件包人工清理或用高压水冲洗。

3) 高压水冲洗设备。在配有喷氨法脱硝(SCR、SNCR)系统锅炉的预热器中,硫酸氢铵沉降在预热器内部中段,堵塞现象较严重,此时,设置高压水冲洗,主要用来疏通堵塞的传热元件通道。高压水冲洗采用 $10\sim 20\text{MPa}$ 的高压头清洗水。

(10) 火灾报警装置。火灾报警装置用来监视转子金属温度变化或流体温度异常变化情况,并向锅炉运行控制人员发出报警信号的装置。分红外探头式和热电偶式两类。

1) 红外探头式。红外探头式利用红外线热感应片为探测元件,由数个探头在摆动扫描转子冷端表面,直接测量运动轨迹上转子表面温度,由控制系统比较测量温度和预先设定数值差异,到达一定程度时发出发现过热点报警信号,并将探头停止在发现热点的部位。考虑燃烧点大多发生在空气侧,燃烧强度大,同时考虑空气侧温度低、腐蚀弱,为保护设备,红外探头多装在预热器空气侧转子下方。

摆动式红外探头火灾报警装置由于驱动装置全在预热器



外部(固定冷端中间梁腹板上),运动灵活,维护方便,探头不工作时停靠在密封盒(停靠窗)内,运行阶段也能检修探头,因此使用较多。

在空气进口温度较高时(大于50℃),为保护探头,需通入冷却水。探头玻璃容易积灰,表面使用仪表气连续吹扫。

2) 热电偶探头式。热电偶式采用E分度或K分度热电偶作为测温元件,通过测定空气出口温度变化情况来间接感知预热器火灾情况。

简单的在空气出口,沿转子径向按一定间距布置数支热电偶,由控制设备比较一段时间内空气出口温度变化情况,如发现异常上升,发出报警信号。这种设计有时会受到流体温度非火灾突然变化的干扰而误报警,如暖风器打开使空气温度上升,锅炉前部未吹灰使预热器入口烟温上升导致的空气出口温度升高等。

为避免上述误报警,较新的方法是采用对温度数据处理的方式,在烟气入口和空气入口加装监视温度热电偶,计算各测温点E值: $E = (T_{ao} - T_{ai}) / (T_{gm} - T_{ai})$ ,  $T_{ao}$ 、 $T_{ai}$ 、 $T_{gm}$ 分别为空气出口、空气入口、烟气入口温度,以此来做比较依据,可以有效避免误报警。同时,可采用增加热电偶布置密度,以提高测量精度和灵敏度。

通常,红外探测测量速度快,直接测量金属温度,但设备成本较高,多用于大型预热器。小型预热器采用热电偶形式。

(11) 转子停转报警装置。为及时了解预热器转子转动情况,避免出现转动停止造成的预热器烟空气侧热膨胀差异产生的卡滞现象,预热器设有停转报警装置。

停转报警装置测量设备装在支承端轴上,固定在端轴上的感应箍随之转动,感应箍上设有多个突起或空洞,在经过固定在预热器外部的接近开关探头时,由于间隙改变使接近开关发出脉冲信号,根据一定时间内发出的脉冲数目,能计算出转子的转速。在转速低于设定报警值时,发出转子转速过低报警信号。增加感应片数量,能提高测量精度。

该装置的数据处理系统一般集成到火灾报警装置或热端间隙跟踪系统中。按照测量信号3取2的要求,设有3个接近开关。

(12) 预热器消防装置。预热器消防装置用来提供消防灭火用水。最简单的消防管路和固定式水冲洗管相同,在烟气侧转子上下各布置一根,仅水源改为常备消防水源。

另一种设计为在转子上方布置喷水喷嘴,烟气和空气侧均布置,采用有限个大口径广角喷嘴,喷嘴喷出水覆盖圆叠和整个转子表面,或沿转子外周环向布置消防水管,水管侧面布置一排或两排喷嘴,喷出水覆盖整个转子。全覆盖设计能避免转子停转阶段着火点上方无消防水的现象,但消防水利用率较低。

消防水参数通常要求0.5~0.8MPa,水量和清洗水量相当。考虑空气侧水流逆流喷入,选用喷嘴需考虑喷出水滴颗粒有一定大小,以免被空气流大量带入制粉系统和炉膛。

## 5.6 预热器控制漏风率的原理和手段

### 5.6.1 预热器的漏风机理和控制要点

回转式预热器的漏风是这种形式预热器的固有缺点。转子和壳体之间必然存在间隙,烟气和空气也必然存在压力差,使得预热器必然存在直接漏风,转子转动也必然产生携带漏风。由于一次风压头高于二次风,同时存在向烟气和二次风的泄漏,一次风总量又小于二次风,导致一次风泄漏率

远高于二次风,有时可达25%~35%,而二次风泄漏率由于一次风漏入量和二次风漏到烟气侧量相当和得到抵消,二次风泄漏率仅为0%~5%,有时还有富裕(出现热二次风量大于冷二次风量,在一次风压头很高或转向为一次风→二次风→烟气时出现)。因此在选一次风机大小时,必须根据BMCR工况预热器进口一次风量和旁通一次风量之和来作为选一次风机的基数,切不可使用预热器漏风率替代预热器一次风泄漏率数据来选一次风机,否则将导致一次风机出力不足。此外在低负荷时,由于漏风面积和压力差变化不大,漏风量也就变化不大。当进入预热器的烟气量下降较多,按照漏风率计算式,此时预热器漏风率会明显增大。

从直接漏风和携带漏风的计算式可以看出,要减少漏风,不外乎下列几种方法:

- (1) 减小漏风间隙大小。
- (2) 降低烟空气压差。
- (3) 增加密封道数。
- (4) 降低转子转速。
- (5) 缩小转子容积。

其中,预热器转速、烟空气压差和转子容积在预热器和锅炉系统完成设计后即无法改变,能控制的因素仅为减小漏风间隙大小和增加密封道数。

### 5.6.2 热端间隙跟踪装置

根据预热器转子的变形特点,预热器轴向、冷端径向密封间隙能够通过预先计算转子和预热器壳体变形差异来预留密封间隙。在热态运行时,这些部位的间隙能够有效得到减小,从而实现自密封效果。

但是,预热器热端径向密封间隙不能用预热器方式消除,即使在冷态间隙设置为零,转子出现蘑菇形变形后,热端外侧也能出现较大间隙。这个间隙大小和转子上下工作温差成正比,和转子半径的平方成正比。在1000MW等级机组上,这个间隙可以达50mm,产生的漏风几乎占预热器全部漏风的一半。

使用热端密封间隙跟踪系统,能将热端扇形板和密封片间间隙调整到最小状态。扇形板的上下移动由驱动装置实现,位移量经机械放大后传递到就地指示器和控制设备显示屏上。为避免卡阻,该装置和扇形板连接采用铰链方式,同时采用过力矩和过电流两套方式保护该装置不过载,以免使扇形板撞到转子。

控制该提升装置和转子径向密封片留有合适间隙的装置为传感器。传感器有接触式、温度感应式和涡流线圈测量间隙式。涡流线圈式由于线圈在高温下工作,损坏较快,现基本停止使用。

接触式传感器装在扇形板空气侧,每块扇形板装一套。传感器探头略低于扇形板密封面,在扇形板下移时,先于扇形板接触到转子上的传感瓣(用来减少探头接触长度)。接触时,探杆向上跳动,跳动量经上部杠杆放大,使限位开关动作(设有两个开关保证安全),信号经控制设备处理,停止驱动电动机,然后反转电动机将扇形板拉伸一个安全距离,脱开传感器和转子接触。这种传感器电气部件全在预热器外部,检修维护方便。

温度感应式采用烟气入口温度作为控制扇形板位置的一次信号,用热电偶测量。利用转子变形主要和烟气进出口温差成正比的原理工作,根据烟气入口温度,预先计算转子变形量,定出扇形板跟踪量。这种设计不能做到精确跟踪,但大大简化了装置。

转子变形后,轮廓面将为曲线,这可以预先将转子密封

反调成下凹折线来抵消,使热态密封片成直线。避免将扇形板设计为可弯曲的复杂机构。

需指出的是,由于采用反调密封片方式,如装有热端间隙跟踪系统的预热器不投用该装置,漏风间隙将大于没有该系统的预热器;如设定的安全位置高于冷态水平面,将导致此处漏风面积更大,反而使热端径向漏风量上升。所以,投运本系统对降低漏风有明显效果,一般采用双道密封设计的600MW机组预热器,能降低漏风率2%左右。

### 5.6.3 密封片安装和转子热态变形的吻合调整

反调密封片一方面在采用热端间隙跟踪系统时使密封片运行时平直,对预热器冷端径向密封,考虑转子变形后也不是直线,会在密封片中间段出现漏风间隙,因此采用下抛调节方式,能将密封片直线安装形式产生的弓形漏风区消除,降低冷端漏风量。下抛补偿量根据转子变形量计算。

### 5.6.4 多道密封设计

采用多道密封的设计能减少漏风差压,从而减少漏风。

密封道数增多,转子格仓将相应增加,制造难度提高;密封区加大,导致转子流通区减小,换热面积利用率下降,因此采用过多密封道数将不利于设备经济性。因漏风量和密封道数的平方根成反比,道数过多对漏风减小不明显。一般只采用双道密封,少数一次风压头特别高的预热器,采用三道密封。

### 5.6.5 焊接静密封

密封板周围的密封(静密封)能有效封堵经密封板背面的漏风。在采用可调扇形板和轴向密封板设计时,静密封片和密封板之间存在间隙,会形成漏风。漏风中的灰尘对静密封片磨损,导致间隙不断加大。焊接密封能有效消除这些间隙,从而有效减少漏风。

采用焊接静密封要求密封板自身刚度大于密封片,以保证密封板热膨胀变形被密封片吸收,自身密封面不出现明显变形。焊接静密封施焊时很容易因焊缝收缩而导致密封板弯曲,加大密封间隙或和密封片出现磨损,因此,焊接静密封考虑在轴向密封板和冷端扇形板上采用。

### 5.6.6 其他控制漏风的手段

除上述手段外,近年来一些新的预热器漏风控制方式和设想不断出现,简单介绍如下:

(1) 设置增压密封区。这种方式通过使用一台烟气增压风机,将部分预热器烟气出口的冷烟气用管道送到冷端烟空气扇形板下方,扇形板密封面开槽孔,使烟气进入密封区格仓,使密封区压头超过空气压头,从而大大减少直接漏风量。这需要比较烟气增压风机耗能和降低漏风节能的经济性。这种设计在湿法脱硫系统中的烟气—烟气加热器上普遍采用,漏风率能得到明显降低。

(2) 局部多道密封。考虑一次风压头高于二次风,若将一次风和烟气密封区设计为多道密封,二次风和烟气密封区设计为较少道密封,能有效控制一次风向烟气的漏风,同时,各分仓流通区大于全部采用三道密封的设计,运行经济性好;并因转子格仓数减少,降低了制造难度。在对老预热器改造时,这种方法也能有效控制漏风。

(3) 每台炉采用单台预热器配置。对小型锅炉,采用单台大直径预热器代替传统设计的两台预热器配置,直接漏风间隙面积和转子总容量均有所下降,从而同步降低直接漏风和携带漏风。这种设计随预热器设备可靠性的增加,具备了设计可行性,将逐步得到采用。这种设计同时将配套较完善的大型预热器用到小型机组中,设备总造价和现场场地占用量均下降。国外已经有单机700MW容量的锅炉采用单台预

热器配置的案例。

(4) 用一台大直径四分仓预热器代替两台三分仓预热器。四分仓预热器通过将一次风安排到两个二次风仓的中间来成倍降低漏风压差,达到降低直接漏风的效果。

### 5.6.7 密封装置的安装质量控制要点

安装过程是控制预热器漏风的关键环节之一。大量实践表明,安装质量对预热器漏风量控制至关重要。

在安装过程中,安装人员应吃透预热器转子变形原理和回转原理,真正掌握控制要点。一些非密封构件的安装同样影响漏风率水平。如导向轴承安装不好,容易导致转子偏摆的发生,这将导致轴向、旁路密封零件受到损坏;中间梁安装不平整导致密封板调平难度增加;上下密封板错位导致密封区密封欠佳等。

在安装密封件时,务必注意下列几点:

(1) 各热端扇形板、各冷端扇形板和各轴向密封板调平到同一回转面上。必须至少使转子转动三圈以上才能真正做到。

(2) 密封补隙区焊接应不遗漏。如转子角钢、旁路密封角钢、密封端板等处,密封界线长,容易遗漏密封焊接。

(3) 静密封安装应不造成密封板变形。采用焊接静密封时,需在调整好密封板后,预先完全固定住,然后焊接静密封片。对焊缝较长的部位,应分段焊接,保证焊接热量及时散失。

(4) 密封板尾部密封至关重要。

(5) 中心筒和固定密封盘需严格对中。此处对中不好,将导致中心漏风大大增加,中心密封片受偏心密封盘挤压很快失效。

(6) 预热器外壳必须严密。膨胀节、导向端轴气密封和人孔密封安装不好,不仅使设备易损坏,运行阶段向外漏风漏灰,也导致预热器从外部向内漏入空气量加大。

### 5.6.8 预热器的运行维护对漏风控制的影响

预热器是转动机械,连续运行时间长,工作条件较差,因此,随运行时间的延长,漏风加大是难免的。在运行阶段,及时消除一些故障,能有效改善漏风性能。

(1) 保证轴承运行情况良好。轴承损坏使预热器转动轴线不稳定,转子易出现偏摆,从而可能损坏密封件,因此必须保证轴承的安全可靠运行。

(2) 避免保温层进水。雨水等进入保温层将使预热器壳体变形,固定在壳体上的密封板位置会随之改变,出现运行传动功率增加、密封损毁的可能。

(3) 确保热端间隙跟踪装置运行可靠。如前所述,设有热端间隙跟踪装置的预热器热端密封间隙在不投运该装置时大于不设置该装置的设计,因此必须保证该系统运行,并需要定期维护检修。

(4) 定期检查静密封。可调密封板静密封在运行到一定时间后会出现磨损间隙加大和穿孔现象;采用焊接静密封设计时,密封板膨胀力长期作用,密封焊缝容易出现裂纹,密封板密封面可能出现变形。这些都需要在检修时及时消除。

(5) 定期重新调整密封间隙。当运行温度情况偏离设计工况较多时,原计算密封间隙会和实际不符;经一段时间磨损或在锅炉出现烟气温度异常超温导致预热器密封件过量磨损后,均需重新安装密封片,重新设定密封间隙。

预热器的漏风量控制,考虑回转式预热器设备工作特点,不可能设计出一种漏风率长期保持极小、真正免维护的方案。在设计制造、安装质量控制、运行维护方面均需要严格操作才能将漏风控制在良好的水平。



## 第8章 锅炉构架、炉墙及管道 保温、膨胀密封和支吊装置

### 1 锅炉构架

锅炉构架是支承锅炉本体各部件,并维持它们之间相对位置的空间结构。除了支承锅炉本体的荷载和承受风荷载、雪荷载及地震作用外,还要承受经同意的电站设计部门的荷载。

锅炉构架由炉顶梁格、柱、横梁、水平支撑和垂直支撑等组成。

#### 1.1 构架选型及设计原则

##### 1.1.1 构架的形式

通常构架按其结构形式主要可分为框架式和桁架式。

##### 1.1.1.1 中小容量锅炉的构架形式

中小容量锅炉,一般为支承式工业锅炉,通常采用轻型炉墙或重型炉墙,管式空气预热器、锅炉各受热面的支吊位置比较分散,采用刚性连接的框架式构架较为合适;如果由于承受风载、地震作用等水平荷载的需要,也可设置斜支撑加固。

##### 1.1.1.2 大容量锅炉的构架形式

大容量锅炉,一般为悬吊式电站锅炉,通常为露天布置,采用敷管式炉墙,回转式空气预热器、锅炉各受热面的重量主要通过吊杆,集中悬挂于顶部,整个锅炉的热膨胀系统自上而下要求通畅,常采用由垂直支撑、水平支撑等支撑系统所组成的桁架式构架。

#### 1.1.2 构架设计原则

##### 1.1.2.1 设计遵循的标准和规范

遵循我国现行的 GB 50068—2001《建筑结构可靠度设计统一标准》、GB 50017—2003《钢结构设计规范》、GB 50009—2001《建筑结构荷载规范》、GB 50011—2001《建筑抗震设计规范》等的有关规定。

##### 1.1.2.2 构架方案确定时应考虑的因素

构架方案的确定,必须依据和考虑锅炉本体布置、荷载性质、自然条件、材料供应、制造工艺以及运输和安装等因素的要求,进行综合分析和比较,选择最佳结构,并应尽可能地考虑结构空间体系的作用,当空间结构体系分解成若干平面框架计算时,应考虑相邻框架的共同作用。构架应力求简单,构件的截面形式和几何尺寸应尽量规格化、系列化。

##### 1.1.2.3 构架设计要求

构件设计应满足安装和使用过程中的强度、刚度和稳定性的要求;受力构件应按承载能力极限状态和正常使用极限状态设计。计算构件的强度、稳定性以及连接的强度时,应采用荷载设计值,计算变形时应采用荷载标准值或组合值。

##### 1.1.2.4 构架抗震设防

(1) 以6度作为设防起点,6度时一般可不作地震作用的计算。

(2) 抗震设防烈度为10度或10度以上时,一般不安装锅炉。特殊情况必须安装时,应按有关专门规定执行。

(3) 对抗震设防而言,锅炉构架属乙类建筑,其地震作

用应符合安装地区设防烈度的要求。抗震措施:当6~8度时,应按提高一度的要求;9度、建筑场地为Ⅰ类以及容量较小的锅炉可不提高。

##### 1.1.2.5 构架容许位移

(1) 构架的容许相对侧移设计值不应大于1/500,层间相对侧移设计值不应大于1/400。

(2) 构架基础的相对不均匀沉降要求不应大于2/1000。

##### 1.1.2.6 构架防火要求

锅炉构架是耐火等级为二级,生产的火灾危险为丁类的厂房构架,可不采用保护层,但构件应避免高温作用( $\leq 150^{\circ}\text{C}$ )。对于必须布置在高温区的构件,应采取绝热、冷却措施或采用耐热钢材。

##### 1.1.2.7 设计使用年限、安全等级、结构重要性系数和截面塑性发展系数

构架设计使用年限为50年,其安全等级为二级,结构重要性系数 $\gamma_0=1.0$ ,截面塑性发展系数 $\gamma_x=\gamma_y=1.0$ 。

#### 1.1.3 材料及其强度设计值

##### 1.1.3.1 构架材料

(1) 构架材料的基本要求。

1) 锅炉构架一般采用Q235钢和Q345钢。当有可靠依据时,可使用其他牌号的钢材。Q235钢和Q345钢的质量标准应分别符合国家标准GB/T 700—2006《碳素结构钢》和GB/T 1591—1994《低合金高强度结构钢》的规定。承重结构的钢材应具有抗拉强度、伸长率、屈服强度和硫、磷含量的合格保证,对焊接结构尚应具有碳含量的合格保证。由于A级碳素结构钢不保证碳含量,因此,锅炉构架的主要焊接承重结构不能使用Q235-A钢。

焊接承重结构以及重要的非焊接承重结构采用的钢材还应具有冷弯试验的合格保证。

2) 冲击韧性的要求。锅炉构架中重要的受力焊接构件,由于有焊接残余拉应力存在,往往出现多向拉应力场,所以当采用厚度大于36mm的钢材时,应具有常温冲击韧性的合格保证。

(2) 连接材料。

1) 焊接连接材料。手工焊接用的焊条应符合GB/T 5117—1995《碳钢焊条》或GB/T 5118—1995《低合金钢焊条》的规定。采用的焊条型号应与母材金属强度相适应,一般对Q235钢应采用E43系列焊条,对Q345钢采用E50系列焊条。

半自动焊和自动焊应采用与母材金属强度相适应的焊丝和焊剂,焊丝应符合国家标准GB 1300—1997《焊接用钢丝》的规定。

2) 螺栓连接材料

高强度螺栓连接副的材料应符合国家标准GB/T 1231—2006《钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈形式尺寸与技术条件》和GB/T 3632—2008《钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副形式尺寸与技术条件》的规定。

1.1.3.2 强度设计值

(1) 钢材的强度设计值。钢材的强度设计值为材料强度的标准值除以抗力分项系数 (Q235 钢和 Q345 钢分别为 1.087 和 1.11), 并应根据钢材厚度或直径按表 3.8-1 采用。铸钢件的强度设计值按表 3.8-2 采用。

表 3.8-1 钢材的强度设计值 MPa				
钢 材		抗拉、抗压和抗弯	抗 剪	端面承压 (刨平顶紧)
牌 号	厚度或直径 (mm)	$f$	$f_v$	$f_{ce}$
Q235	$\leq 16$	215	125	325
	$> 16 \sim 40$	205	120	325
	$> 40 \sim 60$	200	115	325
	$> 60 \sim 100$	190	110	325
Q345	$\leq 16$	310	180	400
	$> 16 \sim 35$	295	170	400
	$> 35 \sim 50$	265	155	400
	$> 50 \sim 100$	250	145	400

表 3.8-2 铸钢件的强度设计值 MPa			
牌 号	抗拉、抗压和抗弯	抗 剪	端面承压 (刨平顶紧)
	$f$	$f_v$	$f_{ce}$
ZG200-400	155	90	260
ZG230-450	180	105	290
ZG270-500	210	120	325
ZG310-570	240	140	370

- (2) 焊缝的强度设计值。
- 1) 自动焊和半自动焊所采用的焊丝和焊剂, 应保证其熔敷金属抗拉强度不低于相应手弧焊焊条的数值。
- 2) 焊缝质量等级应符合国家标准 GB 50205—2001《钢结构工程施工及验收规范》的规定。
- 3) 对接焊缝抗弯受压区强度设计值取  $f_c^w$ , 抗弯受拉区强度设计值取  $f_t^w$ 。
- 焊缝的强度设计值根据母材钢号、焊接方法和焊条型号按表 3.8-3 采用。

表 3.8-3 焊缝的强度设计值 MPa							
焊接方法和焊条型号	构件钢材		对接焊缝			角焊缝	
	牌 号	厚度或直径 (mm)	抗压 $f_c^w$	焊缝质量为下列等级时, 抗拉 $f_t^w$		抗剪 $f_v^w$	抗拉、抗压和抗剪 $f_t^w$
				一级、二级	三级		
自动焊、半自动焊和 E43 型焊条的手弧焊	Q235	$\leq 16$	215	215	185	125	160
		$> 16 \sim 40$	205	205	175	120	160
		$> 40 \sim 60$	200	200	170	115	160
		$> 60 \sim 100$	190	190	160	110	160
自动焊、半自动焊和 E50 型焊条的手弧焊	Q345	$\leq 16$	310	310	265	180	200
		$> 16 \sim 35$	295	295	250	170	200
		$> 35 \sim 50$	265	265	225	155	200
		$> 50 \sim 100$	250	250	210	145	200

1.1.3.3 钢材和焊缝在一些特殊结构中的折减系数

计算下列情况结构构件或连接时, 表 3.8-1 和表 3.8-3 规定的强度设计值应乘以相应的折减系数:

- (1) 单面连接的单角钢。
- 1) 按轴心受压计算强度和连接为 0.85。
- 2) 按轴心受压计算稳定性时, 等边角钢为  $0.6 + 0.0015\lambda$ , 但不大于 1.0; 短边连接的不等边角钢为  $0.5 + 0.0025\lambda$ , 但不大于 1.0; 长边相连的不等边角钢为 0.7。
- $\lambda$  为长细比, 对中间无联系的单角钢压杆, 应按最小回转半径计算, 当  $\lambda < 20$  时, 取  $\lambda = 20$ 。

(2) 施工条件较差的高空安装焊缝为 0.90。

1.1.3.4 组合荷载时构件的强度设计值

在组合荷载作用下, 构件的强度设计值按下列规定采用:

- (1) 永久荷载或永久荷载和活荷载、风荷载组合取  $f$ 。
- (2) 永久荷载和地震作用组合时, 取  $1.25f$ 。

1.2 荷载组合与统计

1.2.1 荷载的分类与取值

1.2.1.1 荷载分类

(1) 永久荷载 (恒荷载)。永久荷载包括锅炉本体各部件和有关附属设备的结构自重, 保温绝热材料、管内介质以及积灰、积渣等自重。

(2) 可变荷载 (活荷载)。可变荷载包括风荷载以及作用在平台、炉顶上的活荷载、多遇地震作用、安全阀反冲力等。

1.2.1.2 荷载取值

- (1) 设计构件时, 对不同的荷载应采用不同的代表值。
- (2) 永久荷载采用标准值作为代表值, 结构自重可按构件设计尺寸与材料单位体积的自重计算确定。
- (3) 可变荷载采用标准值或组合值作为代表值, 其标准值应按本节有关规定计算。

1.2.2 荷载组合

设计构件应根据使用过程中在构架上可能出现的荷载, 按承载能力极限状态和正常使用极限状态分别进行荷载组合, 并取各自最不利组合进行设计。

- (1) 承载能力极限状态计算应采用下列基本组合:
- 1) 仅永久荷载作用时, 为
- $$S = 1.35S_K$$

式中:  $S$  为荷载或荷载效应 (如内力、应力等) 组合的设计值;  $S_K$  为永久荷载或永久荷载效应的标准值。

- 2) 永久荷载与平台活荷载组合时, 为
- $$S = 1.2S_K + 1.4\psi_c S_c$$
- 式中:  $S_c$  为平台活荷载或活荷载效应的标准值;  $\psi_c$  为平台活荷载的组合系数, 计算梁取  $\psi_c = 1$ ; 计算柱按表 3.8-4 取用。



表 3.8-4 平台活荷载组合系数

柱、基础 计算截面 以上的层数	1	2~3	4~5	6~8	9~20	> 20
计算截面 以上各楼层 活荷载总和 的折减系数	1.00	0.85	0.70	0.65	0.60	0.55

3) 永久荷载、平台活荷载与风荷载组合时, 为

$$S = 1.2S_K + 1.4\psi_c S_C + 1.4S_W$$

式中:  $S_W$  为风荷载或风荷载效应的标准值。

4) 永久荷载与地震荷载组合时, 为

$$S = 1.2S_K + 1.3S_{Eh}$$

式中:  $S_{Eh}$  为水平地震作用或水平地震作用效应的标准值。

(2) 正常使用极限状态计算, 应采用标准组合, 即基本组合中的分项系数均取 1.0。

1.2.3 荷载统计

荷载统计应包括锅炉水压试验工况和运行中结渣和积灰等可能出现的不利因素, 事故性的结渣积灰和爆炸不考虑。

1.2.3.1 受热面及炉墙保温荷载

受热面管子及其容水自重、炉墙及其金属件、保温层等自重应根据图样和有关资料统计。

1.2.3.2 锅炉结渣荷载

(1) 固态排渣锅炉渣层厚度与煤种结渣性能有关, 冷灰斗斜面结渣厚度取 200~300mm 或取冷灰斗容积的 1/3, 卫燃带结渣厚度取 100mm。

(2) 对液态排渣锅炉, 平炉底析铁层厚度取 10mm, 溶渣层高度取出渣口以上 10mm; 斜炉底析铁层取充满斜坡下部 1/6 容积, 溶渣层取充满斜坡下部 1/6~1/2 之间的容积。

(3) 渣和析铁的自重: 干渣为 10kN/m<sup>3</sup>; 溶渣为 20kN/m<sup>3</sup>; 析铁为 70kN/m<sup>3</sup>。

1.2.3.3 锅炉积灰荷载

(1) 炉顶处为 3.5kN/m<sup>2</sup>。

(2) 烟道内水平受热面或倾斜角不大于 40° 的受热面 (倾斜角大于 40° 的受热面不考虑积灰荷载) 为 3.5kN/m<sup>2</sup>。

(3) 烟道灰斗按充满整个灰斗, 视密度为 12kN/m<sup>3</sup> 计算。

1.2.3.4 运转层荷载

(1) 作用在锅炉构架上的运转层荷载应由厂房设计单位提供, 一般运转层结构自重和活荷载可分别取标准值 4kN/m<sup>2</sup> 和 8kN/m<sup>2</sup> 计算。

(2) 运转层荷载作用点对柱的偏心距按柱宽的 1/2 加 10mm 计算, 并取 10 的整数倍。

1.2.3.5 大屋顶、炉顶小室及各种管道荷载

(1) 露天锅炉的大屋顶荷载应由设计单位提供, 如采用金属结构轻型屋顶可按 1.2kN/m<sup>2</sup> 计算。

(2) 锅炉炉顶小室的结构自重按 1kN/m<sup>2</sup>, 活荷载按 1kN/m<sup>2</sup> 计算。

(3) 作用于锅炉构架上的烟风道、煤粉管道、给水管、蒸汽管道的荷载按设计图样或由设计单位提供标准值。

1.2.3.6 平台扶梯荷载

(1) 平台扶梯自重按设计图样或按 1kN/m<sup>2</sup> 计算。

(2) 运行平台扶梯活荷载按 2kN/m<sup>2</sup> 计算; 检修平台活荷载按 4kN/m<sup>2</sup> 计算。

1.2.3.7 风荷载

(1) 垂直于锅炉钢结构表面上的风荷载标准值, 应按下

列公式计算:

1) 当计算主要承重结构时, 为

$$\omega_k = \beta_z \mu_s \mu_z \omega_0$$

式中:  $\omega_k$  为风荷载标准值, kN/m<sup>2</sup>;  $\beta_z$  为高度  $z$  处的风振系数;  $\mu_s$  为风荷载体形系数;  $\mu_z$  为风压高度变化系数;  $\omega_0$  为基本风压, kN/m<sup>2</sup>。

2) 当计算围护结构时, 为

$$\omega_k = \beta_{gz} \mu_{sz} \mu_z \omega_0$$

式中:  $\beta_{gz}$  为高度  $z$  处的阵风系数。

(2) 基本风压一般按当地空旷平坦地面上 10m 高度处 10min 平均的风速观测数据, 经概率统计得出 50 年一遇最大值确定的风速  $v_0$  (m/s), 再考虑相应的空气密度, 按下式确定的风压, 即

$$\omega_0 = \frac{1}{2} \rho v_0^2$$

式中:  $\rho$  为空气密度, kg/m<sup>3</sup>。

锅炉钢结构的基本风压值应由用户提供, 也可按 GB 50009—2001 给出的该地区 50 年一遇的风压采用, 但不得小于 0.3kN/m<sup>2</sup>。

(3) 对于平坦或稍有起伏的地形, 风压高度变化系数应根据地面粗糙度类别按表 3.8-5 确定。地面粗糙度可分为 A、B、C、D 四类:

A 类 指近海海面、海岛、海岸、湖岸及沙漠地区;

B 类 指田野、乡村、丛林、丘陵以及房屋比较稀疏的乡镇和大城市郊区;

C 类 指有密集建筑群的大城市市区;

D 类 指有密集建筑群且房屋较高的城市市区。

对建于山区的锅炉钢结构, 风压高度变化系数除按平坦地面的粗糙度类别由表 3.8-5 确定外, 还应考虑地形条件的修正, 修正系数应按 GB 50009—2001 的有关规定采用。

表 3.8-5 风压高度变化系数  $\mu_z$

离地面或海平面 高度 (m)	地面粗糙度类别			
	A	B	C	D
5	1.17	1.00	0.74	0.62
10	1.38	1.00	0.74	0.62
15	1.52	1.14	0.74	0.62
20	1.63	1.25	0.84	0.62
30	1.80	1.42	1.00	0.62
40	1.92	1.56	1.13	0.73
50	2.03	1.67	1.25	0.84
60	2.12	1.77	1.35	0.93
70	2.20	1.86	1.45	1.02
80	2.27	1.95	1.54	1.11
90	2.34	2.02	1.62	1.19
100	2.40	2.09	1.70	1.27
150	2.64	2.38	2.03	1.61
200	2.83	2.61	2.30	1.92

(4) 锅炉钢结构风荷载体型系数和局部风压体型系数应按 GB 50017—2003 的规定采用。一般, 矩形平面锅炉钢结构的风荷载体型系数可按图 3.8-1 选用。

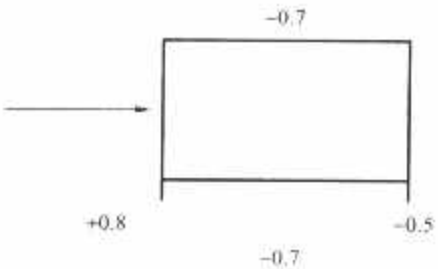


图 3.8-1 矩形平面锅炉钢结构的风荷载体型系数

(5) 风振系数  $\beta_z$ 。一般情况下，取  $\beta_z = 1.0$ 。当锅炉钢结构高度大于 100m 或高宽比  $H/B \geq 5$  时，应考虑风压脉动对结构发生顺风向风振的影响。风振系数  $\beta_z$  按下式计算，即

$$\beta_z = 1 + \frac{\xi v \varphi_z}{\mu_z}$$

式中： $\xi$  为脉冲增大系数，应按表 3.8-6 采用； $v$  为脉动影响系数，可按表 3.8-7 确定； $\varphi_z$  为振型系数，可按表 3.8-8 采用； $\mu_z$  为风压高度变化系数。

表 3.8-6 脉冲增大系数  $\xi$

$\omega_n T_1^{\circ}$	0.01	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.20	0.40	0.60
$\xi$	1.47	1.57	1.69	1.77	1.83	1.88	2.04	2.24	2.36
$\omega_n T_1^{\circ}$	0.80	1.00	2.00	4.00	6.00	8.00	10.00	20.00	30.00
$\xi$	2.46	2.53	2.80	3.09	3.28	3.42	3.54	3.91	4.14

注 1. 计算  $\omega_n T_1^{\circ}$  时，对地面粗糙度 B 类地区可直接代入基本风压，而对 A 类、C 类和 D 类地区应按当地基本风压分别乘以 1.38、0.62 和 0.32 后代入。  
2.  $T_1$  为锅炉钢结构基本自振周期。

表 3.8-7 脉动影响系数  $v$

$H/B$	粗糙度类别	总高度 $H$ (m)			
		50	100	150	200
3.0	A	0.51	0.49	0.42	0.41
	B	0.50	0.49	0.46	0.43
	C	0.49	0.49	0.48	0.46
	D	0.46	0.49	0.49	0.48
5.0	A	0.53	0.51	0.49	0.46
	B	0.53	0.52	0.50	0.48
	C	0.50	0.52	0.52	0.50
	D	0.48	0.52	0.53	0.53
8.0	A	0.54	0.53	0.51	0.48
	B	0.53	0.54	0.52	0.50
	C	0.51	0.54	0.53	0.52
	D	0.48	0.54	0.53	0.55

表 3.8-8 振型系数  $\varphi_z$

相对高度 $Z/H$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\varphi_z$	0.02	0.08	0.17	0.27	0.38	0.45	0.67	0.74	0.86	1.00

(6) 计算围护结构风荷载时的阵风系数应按表 3.8-9 确定。

(7) 风荷载的分配：

1) 紧身封闭或露天布置无导向装置的锅炉：根据不同高度的风荷载标准值，按锅炉钢结构各节点所负担的受风面积将风荷载分配到锅炉钢结构的受载节点上。

表 3.8-9 阵风系数  $\beta_{gz}$

离地面高度 (m)	地面粗糙度类别			
	A	B	C	D
5	1.69	1.88	2.30	3.21
10	1.63	1.78	2.10	2.76
15	1.60	1.72	1.99	2.54
20	1.58	1.69	1.92	2.39
30	1.54	1.64	1.83	2.21
40	1.52	1.60	1.77	2.09
50	1.51	1.58	1.73	2.01
60	1.49	1.56	1.69	1.94
70	1.48	1.54	1.66	1.89
80	1.47	1.53	1.64	1.85
90	1.47	1.52	1.62	1.81
100	1.46	1.51	1.60	1.78
150	1.43	1.47	1.54	1.67
200	1.42	1.44	1.50	1.60

2) 露天布置有导向装置的锅炉：根据不同高度的风荷载标准值和导向装置所约束的炉膛受风面积，计算出各导向装置承受的风荷载并作用到锅炉钢结构的相应位置上。此时锅炉钢结构各节点所承受的风荷载应按有关规定采用适当的受风面积计算。

1.2.3.8 地震作用

(1) 地震影响系数最大值与特征周期。

1) 水平地震影响系数最大值按表 3.8-10 采用。

表 3.8-10 水平地震影响系数最大值

地震影响	6 度	7 度	8 度	9 度
多遇地震	0.04	0.08 (0.12)	0.16 (0.24)	0.32
罕遇地震	—	0.50 (0.72)	0.90 (1.2)	1.40

注 括号中数值分别用于设计基本地震加速度为 0.15g 和 0.30g 的地区。

2) 特征周期按表 3.8-11 采用。

表 3.8-11 特征周期  $s$

设计地震分组	场地类别			
	I	II	III	IV
第一组	0.25	0.35	0.45	0.65
第二组	0.30	0.40	0.55	0.75
第三组	0.35	0.45	0.65	0.90

(2) 地震影响系数。锅炉钢结构对应于不同阻尼比的地震影响系数 ( $\alpha$ ) 曲线 (见图 3.8-2) 的阻尼调整和形状参数应符合下列要求：

1) 曲线下降段的衰减指数应按下列式确定，即

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \zeta}{0.5 + 5\zeta}$$

式中： $\gamma$  为曲线下降段的衰减指数； $\zeta$  为阻尼比。

2) 直段下降段的下降斜率调整系数应按下列式确定，即

$$\eta_1 = 0.02 + (0.05 - \zeta)/8$$

式中： $\eta_1$  为直线下降段的下降斜率调整系数，当小于 0 时，取 0。

3) 阻尼调整系数应按下列式确定，即



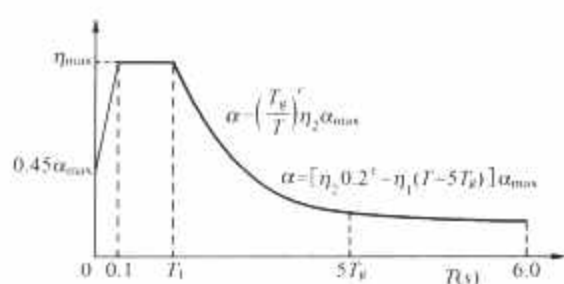


图 3.8-2 地震影响系数曲线

$\alpha$ —地震影响系数;  $\alpha_{\max}$ —地震影响系数最大值;  
 $\eta_1$ —直线下降段的下降斜率调整系数;  $r$ —衰减  
 指数;  $T_g$ —特征周期;  $\eta_2$ —阻尼调整系数;  $T$ —  
 结构自振周期

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \zeta}{0.06 + 1.7\zeta}$$

式中:  $\eta_2$  为阻尼调整系数, 当小于 0.55 时, 取 0.55。

(3) 锅炉钢结构的基本自振周期。自振周期  $T_1$  按下式计算, 即

$$T_1 = C_1 H^{3/4} \quad (\text{s})$$

式中:  $C_1$  为结构系数, 对框架体系取 0.0853, 对桁架体系取 0.0488;  $H$  为锅炉钢结构的总高度, m。

(4) 水平地震作用计算。

1) 采用底部剪力法时, 锅炉钢结构的水平地震作用应按下列公式计算。

结构总水平地震作用标准值为

$$F_{EK} = \alpha_1 G_{eq}$$

式中:  $\alpha_1$  为相应于结构基本自振周期的水平地震影响系数, 应按本章图 3.8-3 地震影响系数曲线确定;  $G_{eq}$  为结构总重力荷载代表值, 包括锅炉钢结构全部自重和支承荷载 (不含悬吊锅炉的炉体和锅筒重)。

质点  $i$  的水平地震作用标准值为

$$F_i = \frac{G_i H_i}{\sum_{j=1}^n G_j H_j} F_{EK} (1 - \delta_n)$$

式中:  $G_i$ 、 $G_j$  分别为集中于质点  $i$ 、 $j$  的重力荷载代表值;  $H_i$ 、 $H_j$  分别为质点  $i$ 、 $j$  的计算高度;  $\delta_n$  为顶部附加地震作用系数, 应按表 3.8-12 计算。

表 3.8-12 顶部附加地震作用系数  $\delta_n$

$T_g$ (s)	$T_1 > 1.4 T_g$	$T_1 \leq 1.4 T_g$
$\leq 0.35$	$0.08 T_1 + 0.07$	不考虑
$< 0.35 \sim 0.55$	$0.08 T_1 + 0.01$	
$> 0.55$	$0.08 T_1 - 0.02$	

注  $T_1$  为结构基本自振周期。

顶部附加水平地震作用标准值为

$$\Delta F_n = \delta_n F_{EK}$$

2) 作用于导向装置上的水平地震作用按  $F_{EK} = \alpha_1 G_{eq}$  计算,  $G_{eq}$  为从属于导向装置区域的结构重力荷载代表值。

### 1.2.3.9 锅炉导向力

当炉膛宽度小于或等于 12m 时, 最上一层导向装置每个最小为 90kN, 其他各层每个最小为 70kN; 当炉膛宽度大于或等于 12m 时, 上述值分别为 160kN 和 90kN, 并以水平力形式作用于导向装置上。

## 1.3 静力分析

### 1.3.1 静力分析的目的

静力分析是通过建立结构的计算简图, 进行内力分析,

计算构件内力和结构位移, 为构件及其连接的设计和计算提供依据。

### 1.3.2 计算模型及简图的建立

由于锅炉构架的结构和受载都比较复杂, 因此要解决构架的力学问题, 必须根据构架的结构和受力状态, 进行简化、抽象, 使计算简图既能表达构架实际工作情况, 同时又使计算简化。

### 1.3.3 构件连接形式

构件的连接可分为铰接和刚接两种, 铰接连接构件端部没有线位移, 但可以转动, 这种连接主要传递垂直反力。刚性连接不仅能传递垂直反力, 而且还能有效地传递弯矩。

### 1.3.4 构架计算简化

#### 1.3.4.1 构架简化

通常可将整体构架进行计算简化, 多跨多层框架梁中梁标高相差不大时, 可调整到同一标高。框架分析时, 炉顶梁格可用等效水平支撑代替。

#### 1.3.4.2 梁挠度的简化计算

荷载数量和类型较多的单跨简支梁, 可将不同位置的荷载折算成跨中集中荷载, 计算其跨中挠度。

#### 1.3.4.3 框架计算简化

(1) 设有垂直支撑的框架, 在垂直荷载和水平荷载共同作用下, 当节点为刚性连接时, 若支撑的刚度小于柱、梁刚度的 1/5, 可分别按垂直荷载作用下的框架和水平荷载作用下桁架计算其内力; 若支撑刚度较大, 在垂直荷载作用下, 支撑和梁、柱共同参与弯矩分配, 水平荷载由支撑承担, 当节点为铰接时均按桁架计算其内力。

(2) 交叉斜杆和人字形斜杆按承受二分之一水平荷载的压杆计算; 单向斜杆按承受全部水平荷载的压杆计算。

(3) 框架平面外的偏心力矩应作为相邻框架的外荷载。

#### 1.3.4.4 水平支撑

(1) 一般水平支撑按静定桁架计算, 把设有垂直支撑的框架视作桁架的支承点。

(2) 双排柱构架的水平支撑按多弹性支承点的桁架计算。凡与垂直支撑斜腹杆相连接的节点均视为弹性支承点。各支承点的刚度分别按相应的垂直支撑平面刚度计算。

#### 1.3.4.5 炉顶梁格中梁的计算

(1) 当次梁与主梁刚接, 且在主梁两侧成一直线时, 次梁可按连续梁计算, 次梁与边主梁的连接端视为铰支端。

(2) 当次梁与主梁两侧不成一直线时, 次梁按简支梁计算。

(3) 小梁均按简支梁计算。

## 1.4 梁的设计

### 1.4.1 强度计算

强度计算包括抗弯强度计算、抗剪强度计算、局部承压强度计算。

### 1.4.2 挠度计算

挠度计算是梁在荷载标准组合值作用下的最大挠度不超过容许值。锅炉构架中, 梁的刚度通常采用相对挠度表示, 即

$$\frac{v}{l} \leq \left[ \frac{v}{l} \right]$$

式中:  $v$  为梁的跨中挠度;  $l$  为梁的跨度;  $\left[ \frac{v}{l} \right]$  为梁的容许

挠度，对顶板主梁为 1/850；顶板次梁和预热器支承梁为 1/750；顶板小梁及构架主平面层柱间梁为 1/500；平台梁为 1/250。

1.4.3 整体稳定性计算

梁在强度破坏之前丧失承载力，这种现象称梁的侧扭曲或丧失整体稳定。

符合下列情况之一时，可不计算梁的整体稳定性：

- 1) 有铺板（各种钢筋混凝土板和钢板）密铺在梁的受压翼缘上并与其牢固相连，能阻止梁受压翼缘的侧向位移时。
- 2) H 型钢截面或工字形截面简支梁受压翼缘的自由长度  $\lambda_1$  与其宽度  $b_1$  之比不超过表 3.8-13 所规定的数值时。

表 3.8-13 H 型钢或工字形截面简支梁  
不需计算整体稳定性的最大  $\lambda_1/b_1$  值

牌号	跨中无侧向支承点的梁		跨中受压翼缘有侧向支承点的梁，不论荷载作用在何处
	荷载作用在上翼缘	荷载作用在下翼缘	
Q235	13.0	20.0	16.0
Q345	10.5	16.5	13.0

注 1. 对跨中无侧向支承点的梁， $\lambda_1$  为其跨度；对跨中有侧向支承点的梁， $\lambda_1$  为受压翼缘侧向支承点间的距离（梁的支座处视为有侧向支承）。  
2. 梁的支座处，应采取构造措施以防止梁端截面扭转。

3) 不符合上述情况的箱形截面简支梁，其截面尺寸（见图 3.8-3）满足  $h/b_0 \leq 6$ ， $\lambda_1/b_0 \leq 95$  ( $235/f_y$ ) 时，可不计算整体稳定性。

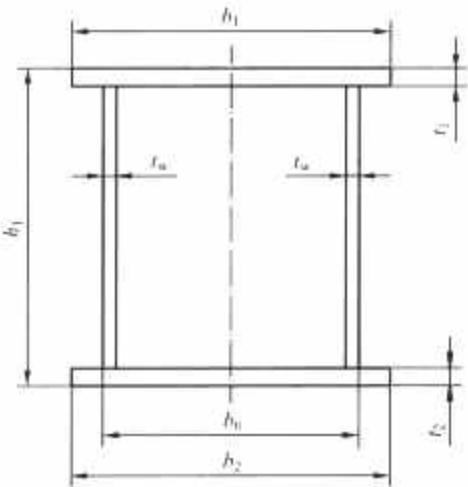


图 3.8-3 箱形截面尺寸

1.4.4 局部稳定

在荷载达到一定值时，受压翼缘或腹板可能首先发生翘曲，这种现象称为局部屈曲或丧失局部稳定。

梁受压翼缘一般采用控制宽厚比的办法来保证其局部稳定，腹板的局部稳定则采用设置加劲肋的方法来保证。

1.4.5 叠梁的采用

当梁高度超过 3.8m 时，可设计成叠梁（见图 3.8-4），叠梁的高跨比不宜大于 1/6。

1.5 柱的设计

有实腹式柱和格构式柱，均由柱头、柱身和柱脚组成。锅炉构架中一般都采用实腹式柱。



图 3.8-4 叠梁

1.5.1 截面形式

- (1) 截面形式。
  - 1) 型钢截面。
  - 2) 型钢与钢板组合截面。
  - 3) 钢板与钢板组合截面。
  - 4) 型钢与型钢组合截面。
- (2) 截面选择的原则。
  - 1) 形状简单以减少制造工作量。

- 2) 截面应有对称轴，使柱子有良好的工作性能。
- 3) 便于与梁和支撑的连接。
- 4) 在同样截面积的条件下，应使其具有较大的惯性矩，即柱的材料宜向四周扩展，以减小柱的长细比。
- 5) 尽可能使截面两个主轴方向的回转半径接近。
- 6) 主要受力柱子应选用双轴对称截面。
- 7) 以轴心受压为主的柱宜采用宽翼缘工字形截面。

1.5.2 长细比

长细比为

$$\lambda = \frac{\lambda_0}{i}$$

式中： $\lambda$  为构件长细比； $\lambda_0$  为柱的计算长度； $i$  为构件截面回转半径。

柱的容许长细比  $[\lambda] \leq 120 \sqrt{235/f_y}$ ，设计中一般都取不大于 100。

1.5.3 实腹式轴心受压柱的计算

需进行强度、稳定性、剪力等计算。

强度计算与稳定计算的区别：

- (1) 强度计算是对某一截面的，是应力问题，而稳定计算是对构件整体的，是变形问题。
- (2) 强度计算采用一阶分析，即几何线性分析，稳定计算采用二阶分析，即几何非线性分析。
- (3) 强度计算采用叠加原理，稳定计算不能采用叠加原理。
- (4) 强度计算要划分静定和超静定结构，稳定计算不必区分静定和超静定结构。

1.5.4 实腹式压弯柱的计算

需进行强度、稳定性等计算。

1.5.5 局部稳定

柱的组成板件如果失去局部稳定，就会加速柱整体屈曲而丧失承载能力。保证板件局部失稳不先于整体失稳的办法是对其宽度比加以限制。

(1) 翼缘自由外伸宽度  $b$  与其厚度  $t$  之比应符合表 3.8-14 的规定。

表 3.8-14 柱翼缘自由外伸宽度与其厚度比

受力形式	$b/t$	说 明
轴心受压	$\leq (10 + 0.1\lambda) \sqrt{235/f_y}$	$\lambda$ 为柱两方向长细比之较大值；当 $\lambda < 30$ ，取 $\lambda = 30$ ；当 $\lambda > 100$ ，取 $\lambda = 100$
压弯	$\leq 15 \sqrt{235/f_y}$	

(2) 工字形截面的腹板计算高度  $h_0$  与其厚度  $t_w$  之比应符合表 3.8-15 的规定。



表 3.8-15 工字形截面柱腹板计算高度  $h_0$  与其厚度  $t_w$  比

受力形式	$\frac{h_0}{t_w}$	说 明
轴心受压	$\leq (25 + 0.5\lambda) \sqrt{235/f_y}$	$\lambda$ 为柱两方向长细比之较大值; 当 $\lambda < 30$ , 取 $\lambda = 30$ ; 当 $\lambda > 100$ , 取 $\lambda = 100$
压弯	当 $0 \leq a_0 \leq 1.6$ 时, $\leq (16a_0 + 0.5\lambda + 25) \sqrt{235/f_y}$ 当 $1.6 \leq a_0 \leq 2.0$ 时, $\leq (48a_0 + 0.5\lambda - 26.2) \sqrt{235/f_y}$	$a_0 = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ $\sigma_{\max}$ 腹板计算高度边缘的最大压弯应力, 计算时不考虑柱的稳定系数 $\sigma_{\min}$ 腹板计算高度另一边相应的应力, 压应力取正值, 拉应力取负值 $\lambda$ 为在弯矩作用平面内的长细比, 取值同上

(3) 箱形截面柱翼缘宽厚比应符合表 3.8-16 的规定。

表 3.8-16 箱形截面柱  $\frac{b_0}{t}$  和  $\frac{h_0}{t_w}$

受力形式	$\frac{b_0}{t}$	$\frac{h_0}{t_w}$	说 明
轴心受压	$\leq 40 \sqrt{235/f_y}$	$\leq 40 \sqrt{235/f_y}$	当翼缘设有纵向加劲肋时, $b_0$ 取腹板与纵向加劲肋之间的翼缘宽度
压弯	$\leq 40 \sqrt{235/f_y}$	当 $0 \leq a_0 \leq 1.6$ $\leq (16a_0 + 0.5\lambda + 25) \sqrt{235/f_y}$ 当 $1.6 \leq a_0 \leq 2.0$ $\leq 0.8(48a_0 + 0.5\lambda - 26.2) \sqrt{235/f_y}$ 但不小于 $40 \sqrt{235/f_y}$	$a_0, \lambda$ 同表 3.10-16

1.5.6 柱头设计

一般顶板主梁与柱为铰接连接, 柱头只承受梁的支反力, 柱头由加劲肋和柱顶盖板组成, 如图 3.8-5 所示。

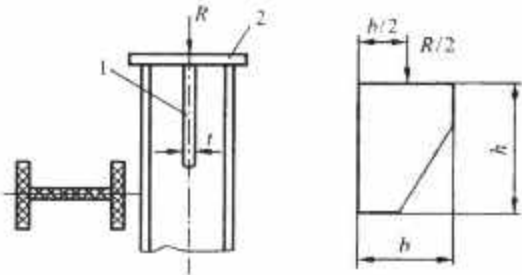


图 3.8-5 柱头

1—加劲肋; 2—柱顶盖板

(1) 加劲肋。

- 1) 加劲肋尺寸计算, 确定宽、厚、高。
- 2) 加劲肋宽度  $b$  与其厚度之比不大于  $15 \sqrt{235/f_y}$ 。
- 3) 当支反力很大, 设置多块加劲肋时, 加劲肋与柱腹板均视作柱顶盖板的支承, 加劲肋根据实际情况按简支梁或悬臂梁计算。

(2) 柱顶盖板。

柱顶盖板应具有足够的刚度。按构造设计时, 厚度一般

不应小于 20mm。设置多块加劲肋的柱顶盖板厚度可按承受均布荷载的连续梁计算确定。

1.5.7 柱脚设计

锅炉构架中, 主要有带靴梁、肋板的柱脚 (见图 3.8-6) 和平板式柱脚 (见图 3.8-7)。前者与基础可采用刚接或铰接, 后者一般采用铰接。

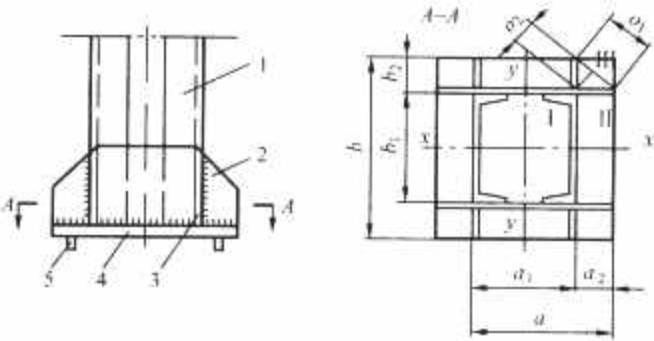


图 3.8-6 带靴梁肋板的柱脚

1—柱身; 2—靴梁; 3—肋板; 4—底板; 5—抗剪键

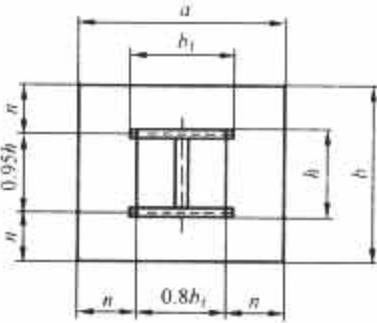


图 3.8-7 平板式柱脚

(1) 底板设计。

1) 底板面积计算。柱底板面积由基础混凝土的轴心抗压强度决定。混凝土轴心抗压强度的设计值见表 3.8-17。

表 3.8-17 混凝土轴心抗压强度的设计值 $f_c$	MPa						
混凝土强度等级	C15	C20	C25	C30	C35	C40	C45
抗压强度设计值	7.5	10.0	12.5	15.0	17.5	19.5	21.5

2) 底板厚度计算。

(2) 靴梁和肋板设计。

1) 靴梁设计。靴梁厚度一般取 10~20mm, 高度  $h$  不宜大于其焊脚尺寸的 60 倍。

靴梁的强度根据所承受底板的基础反力按支承于柱身的双悬臂梁计算。

靴梁的悬臂长度  $a_2$  与其厚度之比不应大于  $15 \sqrt{235/f_y}$ , 靴梁的自由边长度与其厚度之比不应大于  $60 \sqrt{235/f_y}$ 。

2) 肋板。肋板尺寸按构造要求选择, 强度计算与靴梁相似。

(3) 锚栓。锚栓用于固定柱脚, 且不应承受水平力。

1) 当基础无上拔力时, 按构造选取锚固螺栓, 锚栓的直径不宜小于 30mm。

2) 当基础有上拔力时, 锚固螺栓的数量和直径应根据柱脚作用于基础上的净上拔力确定。净上拔力等于最大一种工况的上拔力减去 0.75 倍的恒荷载。

3) 柱脚锚栓的埋置深度应使拉力通过其和混凝土之间的黏结力传递。但不宜小于 35 倍的锚栓直径, 当埋置深度受到限制时, 则锚栓应牢固地固定在锚板或锚梁上, 以传递锚栓的全部拉力, 此时锚栓与混凝土之间的黏结力可不予

考虑。

#### (4) 抗剪键。

1) 柱脚底板所受水平力应由底板和基础混凝土间的摩擦力平衡, 摩擦系数取 0.4, 柱的直压力取 0.75 倍的恒载减去最大一种工况的上拔力 (为负值时, 摩擦力取 0)。

2) 当水平力超过摩擦力时, 应在底板下部设置抗剪键。抗剪键可按均布受载的悬臂梁计算。

### 1.5.8 构造要求

(1) 在受有较大水平力 (或较大弯矩) 处以及运输单元的端部应设置隔板, 其间距不得大于柱截面较大宽度的 9 倍和 8m。

(2) 柱的接头位置应根据柱的构造、长度和重量设在内力较小处。高强度螺栓连接的柱接头应尽量靠近支承点。一般设在主支撑平面以上 1.1~1.3m。柱接头远离支撑平面的距离不得超过计算长度的 20%, 以避免截面转动对柱的承载力产生较大影响。

(3) 当实腹式柱的腹板计算高度  $h_0$  与厚度  $t_w$  之比大于  $80\sqrt{235/f_y}$  时, 应采用横向加劲肋加强, 其间距不得大于  $3h_0$ 。

## 1.6 桁架设计

锅炉构架中, 桁架主要用作垂直支撑、水平支撑和炉顶梁格支撑。

### 1.6.1 杆件计算

(1) 无节间荷载的桁架杆件按轴心受力构件计算。

(2) 有节间荷载作用的杆件应按拉弯或压弯构件计算。当荷载作用于节间时, 应考虑局部弯矩。可先把节间荷载分配在相邻的两个节点上, 按节点荷载求出各杆件的轴心力, 然后计算节间荷载引起的局部弯矩。连续的弦杆受节间荷载作用时, 腹杆仍按轴心受力考虑。弦杆可按弹性支承上的连续梁计算。

(3) 用填板连接而成的双角钢和双槽钢截面构件, 可按实腹式构件计算, 填板间距离不宜超过下列规定: 受压构件为  $40i$ ; 受拉部件为  $80i$ 。

$i$  为截面单肢的回转半径, 应按下列规定采用:

1) 双角钢和双槽钢截面取一个角钢或一个槽钢对与填板平行的形心轴的回转半径。

2) 双角钢十字形截面取一个角钢的最小回转半径。

3) 受压构件的两个侧向支承点之间的填板数不得小于两个。

### 1.6.2 计算长度和容许长细比

(1) 计算长度。桁架计算长度按下列规定采用:

1) 确定桁架和单系腹杆 (用节点板与弦杆连接) 的长细比时, 其计算长度  $\lambda_0$  应按表 3.8-18 采用。

表 3.8-18 桁架弦杆和单系腹杆的计算长度  $\lambda_0$

项次	弯曲方向	弦杆	腹杆	
			支座斜杆和支座竖杆	其他腹杆
1	在桁架平面内	$\lambda$	$\lambda$	$0.8\lambda$
2	在桁架平面外	$\lambda_1$	$\lambda$	$\lambda$

注 1.  $\lambda$  为构件的几何长度 (节点中心间距离);  $\lambda_1$  为桁架弦杆侧向支承点之间的距离。

2. 无节点板的腹杆计算长度在任意平面内均取其等于几何长度 (钢管结构除外)。

2) 当桁架弦杆侧向支承点之间的距离为节点长度的 2 倍且两节间的弦杆轴心压力不相同, 则该弦杆在桁架平面

外的计算长度, 不应小于  $0.5\lambda$ 。

3) 确定桁架交叉腹杆的长细比时, 在桁架平面内的计算长度取节点到交叉点的距离, 在桁架平面外的计算长度, 当两交叉杆长度相等并在交叉点相互连接时, 若是压杆, 应按压杆 (相交另一杆受压, 两杆截面相同并在交叉点均不中断; 相交另一杆受压, 此另一杆在交叉点中断但以节点板搭接; 相交另一杆受拉, 两杆截面相同并在交叉点均不中断; 相交另一杆受拉, 此拉杆在交叉点中断, 但以节点板搭接等) 进行计算; 若是拉杆应取  $\lambda_0 = \lambda$ 。

(2) 容许长细比。

1) 垂直支撑: 受压为 150; 受拉为 200。

2) 水平支撑和炉顶梁格支撑或其他支撑杆件: 受压为 200; 受拉为 400。

### 1.6.3 炉顶梁格支撑系统

炉顶梁格的支撑系统由端部支撑, 侧向支撑和水平支撑组成。

(1) 作用和布置。

1) 端部支撑是为阻止主梁端部截面扭转的构造措施, 应与主梁的上、下翼缘相连接。

2) 侧向支撑是当主梁受压翼缘的自由长度不能满足整体稳定要求时, 为保证主梁整体稳定而设置的垂直桁架, 桁架应与主梁受压翼缘连接。以次梁兼作侧向支撑时, 也应采取措施使次梁与主梁受压翼缘相连。侧向支撑必须与水平支撑连接。

3) 水平支撑是为保证锅炉钢结构顶部在承载较大的平面内, 具有足够的整体刚度并有效地传递水平力。水平支撑的设置标高应尽量接近锅炉受压部件的吊点主平面, 当水平支撑与主梁受压翼缘相连接时, 也可以作为主梁的侧向支承点。水平支撑又作侧向支撑的支承点, 因此应具有较大的水平刚度。

(2) 计算。

1) 端部支撑按主梁支反力的 2% 作为水平荷载计算。

2) 侧向支撑的支撑力

$$F = 0.02A_t\sigma$$

式中:  $A_t$  为主梁受压翼缘的截面面积;  $\sigma$  为其正应力。

3) 水平支撑应按实际水平力和侧向支撑的支撑力共同作用计算。

### 1.6.4 构造要求

(1) 分析桁架内力时, 可视节点为铰接。对用节点板连接的桁架, 当杆件为 H 形、箱形等刚度较大的截面, 且在桁架平面内的截面高度与其几何长度 (节点中心间的距离) 之比大于 1/10 (对弦杆) 或大于 1/15 (对腹杆) 时, 应考虑节点刚性所引起的次弯矩。

(2) 桁架高度宜取  $\lambda/10 \sim \lambda/12$ ,  $\lambda$  为跨度。斜腹杆的倾角宜在  $30^\circ \sim 60^\circ$  之间。

(3) 焊接桁架应以杆件形心为轴线, 螺栓连接的桁架采用靠近杆件形心线的螺栓准线为轴线, 各轴线应在节点处交于一点。

(4) 当桁架用节点板连接时, 节点板的自由长度与厚度之比不得大于  $60\sqrt{235/f_y}$ , 否则应沿自由边设加劲肋加强。节点板的厚度一般不得小于 6mm。节点板边缘与腹杆轴线之间的夹角应不小于  $15^\circ$ 。

(5) 桁架杆件采用节点板连接时, 弦杆与腹杆、腹杆与腹杆之间的间隙不宜小于 50mm。

## 1.7 连接设计

正确、合理的连接设计应满足静力分析所假定的条件和



要求,力求结构简单,施工方便。

### 1.7.1 焊缝连接

#### 1.7.1.1 焊缝的质量等级

(1) 凡要求与母材等强的对接焊缝应予焊透,其质量等级为二级。且应按有关标准进行外观缺陷检查和超声波探伤检查。

(2) 不要求焊透的 T 形接头采用的角焊缝或部分焊透的对接与角接组合焊缝(要求超声波探伤检查的除外)和部分焊透的对接焊缝,以及搭接连接采用的角焊缝应根据受力情况选用二级或三级外观质量标准,且只作外观缺陷检查。

#### 1.7.1.2 焊缝强度计算的要求。

需进行对接焊缝或对接与角接组合焊缝的强度计算。一般在有引弧板施焊的情况,所有受压、受剪的对接焊缝,以及受拉的一、二级焊缝均能达到与母材等强度,可以不计算。

需进行直角角焊缝的强度计算。

#### 1.7.1.3 部分焊透对接焊缝和 T 形对接与角接组合焊缝

无垫板的单面坡口焊缝或不清根的双面坡口焊缝都视作部分焊透焊缝。由于部分焊透焊缝在焊缝之间存在间隙,焊根处应力集中很大,受力性能相当于角焊缝,因此,其强度按直角角焊缝的方法计算。但在垂直于焊缝长度方向的压力作用下,取  $\beta_1=1.22$ ,其他受力情况取  $\beta_1=1.0$ ,计算厚度按以下规定采用。

V 形坡口:当  $\alpha \geq 60^\circ$  时,  $h_e = S$ ; 当  $\alpha < 60^\circ$  时,  $h_e = 0.75S$ 。

单边 V 形和 K 形坡口:当  $\alpha = 45^\circ \pm 5^\circ$  时,  $h_e = S - 3$ 。

U 形、J 形坡口:  $h_e = S$ 。

S 为坡口深度,即坡口根部至焊缝表面(不考虑余高)的距离。

#### 1.7.1.4 构造要求

(1) 焊接结构是否需要采用焊前预热或焊后热处理等特殊措施,应根据钢材性质、焊件厚度、焊接工艺、施焊时的气温及结构性能要求等综合因素确定。

(2) 焊缝金属宜与主体金属相适应。当不同强度的钢材连接时,可采用与低强度钢材相适应的焊接材料。

(3) 在设计中不得任意加大焊缝,避免焊缝立体交叉和在一处集中大量焊缝,同时焊缝的布置应尽可能对称于构件形心轴。

钢板的拼接:当采用对接焊缝时,纵横两方向焊缝可采用十字形交叉或 T 形交叉;当为 T 形交叉时,交叉点的距离不得小于 200mm。

(4) 对接焊缝的坡口形式,应根据板厚和施工条件按有关现行国家标准选用。

(5) 在对接焊缝的拼接处:当焊件的宽度不同或厚度相差 4mm 以上时,应分别在宽度方向或厚度方向从一侧或两侧做成坡度不大于 1:2.5 的斜角;当厚度不同时,焊缝坡口形式应根据较薄焊件厚度取用。

(6) 部分焊透的对接焊缝,其计算厚度  $h_e$  (mm) 不得小于  $1.5\sqrt{t}$ ,  $t$  为焊件的较大厚度 (mm)。

(7) 角焊缝两焊脚的夹角  $\alpha$  一般为  $90^\circ$  (直角角焊缝)。夹角  $\alpha > 135^\circ$  或  $\alpha < 60^\circ$  的斜角角焊缝,不宜用作受力焊缝(钢管结构除外)。

(8) 角焊缝的尺寸应符合下列要求:

1) 焊缝的焊脚尺寸  $h_f$  (mm) 不得小于  $1.5\sqrt{t}$ ,  $t$  为较厚焊件的厚度 (mm)。但对自动焊,最小焊脚尺寸可减小 1mm;对 T 形连接的单面角焊缝,应增加 1mm。当焊件厚

度等于或小于 4mm 时,则最小焊脚尺寸与焊件厚度相同。

2) 焊缝的焊脚尺寸不宜大于较薄焊件厚度的 1.2 倍,但板件(厚度为  $t$ )边缘的角焊缝最大焊脚尺寸,尚应符合下列要求:

当  $t \leq 6\text{mm}$  时,  $h_f \leq t$ ;

当  $t > 6\text{mm}$  时,  $h_f \leq t - (1 \sim 2)\text{mm}$ 。

圆孔或槽孔内的角焊缝焊脚尺寸尚不宜大于圆孔直径或槽孔短径的 1/3。

3) 角焊缝的两焊脚尺寸一般为相等。当焊件的厚度相差较大,且等焊脚尺寸不能满足 1)、2) 款项要求时,可采用不等焊脚尺寸,与较薄焊件接触的焊脚边应满足本条 2) 款的要求,与较厚焊件接触的焊脚边应满足本条 1) 款要求。

4) 侧面角焊缝或正面角焊缝的长度不得小于  $8h_f$  和 40mm。

5) 侧面角焊缝的计算长度不宜大于  $60h_f$ ,当大于上述数值时,其超过部分在计算中不予考虑。若内力沿侧面角焊缝全长分布,其计算长度不受此限。

(9) 在次要构件或次要焊缝连接中,可采用断续角焊缝。断续角焊缝段的长度不得小于  $10h_f$  或 50mm,其净距不应大于  $15t$  (对受压构件)或  $30t$  (对受拉构件), $t$  为较薄焊件的厚度。

(10) 当板件的端部仅有两侧面角焊缝连接时,每条侧面焊缝长度不宜小于两侧面角焊缝之间的距离;同时两侧面角焊缝之间的距离不宜大于  $16t$  (当  $t > 12\text{mm}$ ) 或 190mm (当  $t \leq 12\text{mm}$ ), $t$  为较薄焊件的厚度。

(11) 杆件与节点板的连接焊缝,一般宜采用两面侧焊,也可用三面围焊,对角钢杆件允许采用 L 形围焊,所有围焊的转角处必须连续施焊。

(12) 当角焊缝的端部在构件转角处作长度为  $2h_f$  的绕角焊时,转角处必须连续施焊。

(13) 在搭接连接中,搭接长度不得小于焊件较小厚度的 5 倍,并不得小于 25mm。

(14) T 形接头、十字接头、角接接头等的对接和角接组合焊缝,其焊脚尺寸不应小于  $t/4$  ( $t$  为坡口焊件厚度),且不应大于 10mm。

### 1.7.2 高强度螺栓连接

#### 1.7.2.1 高强度螺栓摩擦型连接

(1) 在抗剪连接中,每个高强度螺栓的受剪承载力设计值  $N_b^f$  按下式计算,即

$$N_b^f = 0.9n_f\mu p$$

式中:  $n_f$  为传力摩擦面数;  $\mu$  为摩擦面的抗滑移系数,按表 3.8-19 采用;  $p$  为每个高强度螺栓的预拉力按表 3.8-20 采用。

表 3.8-19 摩擦面的抗滑移系数  $\mu$

连接处构件摩擦面的处理方法	构件的材料牌号		
	Q235	Q345, Q390	Q420
喷砂(丸)	0.45	0.50	0.50
喷砂(丸)后涂无机富锌漆	0.35	0.40	0.40
喷砂(丸)后生赤锈	0.45	0.50	0.50
钢丝刷清除锈或未经处理的干净轧制表面	0.3	0.35	0.40

注 当连接构件采用不同钢号,  $\mu$  值应按相应的较低值取用。

螺栓性能等级	每个高强度螺栓的预拉力 $p$ kN					
	螺栓公称直径 (mm)					
	M16	M20	M22	M24	M27	M30
8.8S	70	110	135	155	205	250
10.9S	100	155	190	225	290	355

(2) 在螺栓杆轴方向受拉的连接中, 每个高强度螺栓的承载力设计值  $N_t^b$  按下式计算, 即

$$N_t^b = 0.8p$$

(3) 当高强度螺栓摩擦型连接同时承受摩擦面间的剪力和螺栓杆轴方向的外拉力时, 其承载力按下式计算, 即

$$\frac{N_v}{N_v^b} + \frac{N_t}{N_t^b} \leq 1$$

式中:  $N_v$ 、 $N_t$  为某个高强度螺栓所承受的剪力和拉力;  $N_v^b$ 、 $N_t^b$  为某个高强度螺栓的受剪、受拉承载力设计值。

(4) 在构件的端部连接中, 当采用短角钢连接型钢 (角钢或槽钢) 的外伸肢以缩短连接长度时, 在短角钢两肢中的一肢上所用的螺栓数目应按计算增加 50%。

1.7.2.2 高强螺栓承压型连接

(1) 高强度螺栓承压型连接应用于承受静力荷载和间接承受动力荷载的结构。承压型连接的高强度螺栓的预拉力  $p$  与摩擦型连接高强度螺栓相同。接触面应清除油污和浮锈。

(2) 在抗剪连接中, 每个承压型高强度螺栓的承载力设计值应取下列各式计算的较小者。受剪承载力设计值为

$$N_v^b = n_v \frac{\pi d^2}{4} f_v^b$$

承压承载力设计值为

$$N_c^b = d \sum t f_c^b$$

式中:  $n_v$  为受剪面数;  $d$  为螺栓杆直径; 当剪切面在螺纹处时, 应用螺纹有效直径  $d_e$  代替  $d$ ;  $\sum t$  为在同一受力方向的承压构件的较小总厚度;  $f_v^b$ 、 $f_c^b$  分别为螺栓抗剪和母材承压强度设计值。

(3) 在杆轴方向受拉的连接中, 每个承压型连接高强度螺栓的承载力设计值按下式计算, 即

$$N_t^b = \frac{\pi d_e^2}{4} f_t^b$$

式中:  $d_e$  为螺栓螺纹处的有效直径;  $f_t^b$  为螺栓的抗拉强度设计值。

(4) 同时承受剪切和杆轴方向拉力的承压型连接的高强度螺栓, 应满足下列各式的要求, 即

$$\sqrt{\left(\frac{N_v}{N_v^b}\right)^2 + \left(\frac{N_t}{N_t^b}\right)^2} \leq 1$$
$$N_v \leq \frac{N_v^b}{1.2}$$

式中:  $N_v$ 、 $N_t$  分别为某个高强度螺栓所承受的剪力和拉力;  $N_v^b$ 、 $N_t^b$ 、 $N_c^b$  分别为某个高强度螺栓的受剪、受拉和承压承载力设计值。

(5) 在构件的节点处或拼接接头的一端, 螺栓沿轴向往力方向的连接长度  $\lambda_1$  大于  $15d_0$  时, 应将其承载力设计值乘以折减系数  $\left(1.1 - \frac{\lambda_1}{150d_0}\right)$ 。当  $\lambda_1$  大于  $60d_0$  时, 折减系数为 0.7,  $d_0$  为孔径。

(6) 在下列情况下螺栓数目应予以增加:

1) 一个构件借助填板或其他中间板件与另一构件连接的螺栓数目, 应按计算增加 10%。

2) 当采用搭接或连接板的单面连接传递轴心力时, 螺栓数目应按计算增加 10%。

1.7.2.3 栓焊混合连接

(1) 在同一接头同一剪切面上, 采用侧面角焊缝与摩擦型高强度螺栓混合连接时, 其共同工作的承载力可取下列承载力设计值的较小者:

- 1) 0.9 (焊缝+摩擦型高强度螺栓)。
- 2) 焊缝+0.62 摩擦型高强度螺栓。

(2) 焊缝宜在高强度螺栓初拧之后施焊, 焊接完后再进行终拧。若采用先拧后焊的工序, 高强度螺栓的承载力设计值应降低 10%。

(3) 栓焊混合连接仅适用于以静载为主的结构。

1.7.2.4 构造要求

(1) 每一杆件接头的一端, 高强度螺栓数不宜少于 2 个。

(2) 高强度螺栓孔应采用钻孔, 孔径按表 3.10-21 采用。

表 3.8-21 高强度螺栓孔径选配表

螺栓公称直径 (mm)	M16	M20	M22	M24	M27	M30
螺栓孔直径 (mm)	17.5	22	24	26	30	33

注 承压连接中高强度螺栓孔径可按表中值减小 0.5~1.0mm。

(3) 高强度螺栓的孔距和边距按表 3.8-22 的规定采用。

表 3.8-22 螺栓的孔径和边距值

名 称	位置 and 方向	最大值 (取较小者)	最小值
中心间距	外 排	$8d_0$ 或 $12t$	$3d_0$
	中间排	构件受压力 $12d_0$ 或 $18t$	
		构件受拉力 $16d_0$ 或 $24t$	
中心至构件边缘的距离	顺内力方向		$2d_0$
	垂直内力方向	切割边 $4d_0$ 或 $8t$	$1.5d_0$
		轧制边	

注 1.  $d_0$  为螺栓孔径;  $t$  为外层较薄板件厚度;  
2. 钢板边缘与刚性构件 (为角钢、槽钢等) 相连的螺栓的最大间距, 可按中间排数值采用。

(4) 型钢构件拼接采用高强度螺栓连接时, 其拼接件宜采用钢板。

(5) 沿杆轴方向受拉的螺栓连接中的端板应适当增强刚度 (如设置加劲肋), 以减少撬力对螺栓抗拉承载力的不利影响。

1.8 节点设计

节点设计的任务是解决构件之间的连接问题。连接处往往形成应力集中或局部应力, 处理不好就会影响结构的承载能力; 节点构造是否合理, 对施工也影响很大。因此, 节点设计除了应尽可能符合设计假定, 以保证结构安全工作外, 还应力求构造简单, 以便制造和安装。

1.8.1 次梁与主梁的连接

(1) 铰接。在炉顶梁格中, 次梁与主梁的铰接有两种形式: 次梁直接支承在主梁顶面的叠接和次梁连于主梁两侧的侧接。前者由于可能影响主梁的整体稳定和增加构架高度, 较少采用。侧接时次梁顶面可与主梁顶面平齐, 也可高于或低于主梁顶面。侧接时采用连接角钢或连接板把次梁的腹板与主梁腹板或横向加劲肋连接, 构造简单, 传力明确。连接仅传递次梁的支反力。但考虑到实际连接并非理想铰接及荷



载偏心等不利影响,宜以 1.2~1.3 倍的支反力来验算连接强度。

当次梁端部切去一部分截面时,应验算其抗弯、抗剪强度;采用螺栓时还应验算拉剪撕裂强度。

(2) 刚接。次梁与主梁的刚性连接,除了传递次梁的竖向反力外,还需传递其端部弯矩,因此在次梁上、下翼缘处应设置连接盖板。端弯矩可化为作用于次梁上、下翼缘的力偶,由相应的连接承受,竖向反力则由腹板的连接承受。当采用焊缝连接时,为了安装方便,一般宜在主梁上设托架,托架的水平焊缝传递力偶,垂直焊缝传递竖向反力,并假定竖向反力作用在距离托架外边缘  $1/3$  梁的支承长度处。采用高强度螺栓连接时,应在主梁上设置与次梁截面相同的短接头,安装时次梁以连接板与其连接。

### 1.8.2 梁与柱的铰接

桁架式构架中,梁与柱一般都采用铰接连接,节点分两类,一类是只有梁和柱相互连接,称之为非支撑节点;另一类是除了梁与柱相连之外,还有垂直支撑与柱和梁连接,称之为支撑节点。

(1) 非支撑节点。非支撑节点中,工厂在梁的端部腹板上焊好连接角钢。安装时,连接角钢的另一支与柱相连,连接计算和梁与梁的铰接相同。

(2) 支撑节点。按内力分配——均匀力法进行计算。

### 1.8.3 梁与柱的刚接

在框架式构架中,为了保证构架的稳定性,梁与柱必须采用刚性连接。连接承受梁的竖向反力和端部弯矩。采用高强螺栓摩擦型连接时,在柱上设置好与梁截面相同的悬臂短接头,安装时用连接板将梁与其连接;采用焊缝连接时,在柱上预装托架,安装时用连接盖板把梁上翼缘与柱连接,下翼缘则与托架连接。连接的受力和次梁与主梁的刚接相似。

### 1.8.4 节点板计算

(1) 强度计算。根据节点结构和受力情况,进行节点板的强度计算。

(2) 稳定要求。

1) 对有竖腹杆相连的节点板,当  $c/t \leq 15 \sqrt{235/f_y}$  时,可不计算稳定性。

式中: $c$  为受压腹杆连接端面中点沿其轴线方向至弦杆的净距离。

2) 对无竖腹杆相连的节点板,当  $c/t \leq 10 \sqrt{235/f_y}$  时,节点板的稳定承载力可取为  $0.8b_c t f_0$ ,即  $0.8b_c t f \geq N$  ( $N$  为压力)。

3) 节点板的自由边长度与其厚度  $t$  之比不应大于  $60 \sqrt{235/f_y}$ 。否则应沿自由边设加劲肋加强,而且加劲肋的截面惯性矩应不小于  $2.5ht^3$ , $h$  是斜腹杆两侧边延长到与弦杆或竖腹杆边缘的交点至自由边的距离。

## 1.9 刚性梁

刚性梁是围绕并悬挂在锅炉炉壁外周的结构系统。它的作用是增强炉膛和尾部烟道的刚性,保护管子在炉膛设计瞬态压力作用下不发生永久变形。

刚性梁按其结构可分为围绕式和栅格式两类。栅格式刚性梁一般用于双炉膛锅炉,本节主要叙述围绕式刚性梁。

### 1.9.1 围绕式刚性梁

#### 1.9.1.1 设计荷载

刚性梁的设计荷载有炉膛设计瞬态压力、锅炉膨胀力

(恒荷载)风荷载或地震作用等。

(1) 炉膛设计瞬态压力与锅炉烟风阻力、除尘设备形式和是否配脱硫装置有关,但不应大于环境温度下送风机的最大压头和不应小于环境温度下引风机的最大压头,一般可按下列规定采用:

1) 对容量不小于 400t/h 的锅炉,炉膛设计瞬态压力取  $\pm 8.7\text{kPa}$ 。

2) 对容量小于 400t/h 的锅炉,炉膛设计瞬态压力取  $\pm 6.7\text{kPa}$ 。

(2) 锅炉膨胀力、风荷载或地震作用按本章 2 节的有关规定采用。

(3) 一般不应在刚性梁上支吊其他部件,否则应计入相关荷载的效应。

#### 1.9.1.2 强度条件

由于刚性梁结构的特殊性,其强度计算仍采用容许应力法,安全系数取 1.5,且炉膛设计瞬态压力与风荷载或地震作用不同时组合,强度条件如下:

(1) 按“恒荷载+风荷载”计算时,应力不应大于材料在工作温度下的许用应力。

(2) 按“恒荷载+炉膛设计瞬态压力或地震作用”计算时,应力不应大于材料在工作温度下的屈服强度。

#### 1.9.1.3 挠度容许值

正常区域刚性梁的挠度在炉膛压力为 2kPa 时,不得大于其跨度的  $1/360$ 。拐点、起拱等硬点附近的刚性梁挠度限值更严格,具体数值应由应力分析决定。

#### 1.9.1.4 刚性梁间距

刚性梁系统的布置与受它保护的受压部件密切相关,必须以管子的应力分析为基础,使管子和刚性梁本身在炉膛压力作用下有足够的强度、刚度和稳定性。

(1) 刚性梁最大间距:在技术设计的初始阶段,通过对管墙的初步应力计算并结合设计实践和使用经验初估刚性梁的最大间距。

1) 所有部位正常区域刚性梁的最大间距不得超过 96 倍的管子外径。

2) 冷灰斗区域刚性梁的最大间距:斜坡中间部分刚性梁最大间距为前后水冷壁正常区域刚性梁最大间距的  $2/3$ ;接近上拐点的刚性梁与拐点之间的最大距离为前后水冷壁正常区域刚性梁最大间距的  $1/2$ ,且不小于 1200mm;接近下喉口的刚性梁应尽可能靠近下面的拐点,一般为 900mm。

3) 位于其他拐点或硬点(如顶棚管、起拱部分及环形、II 型集箱等处)附近的刚性梁到拐点或硬点的最大距离为相应部位正常区域刚性梁最大间距的  $2/3$ 。

(2) 刚性梁的设计间距:刚性梁最大间距确定后还应根据锅炉本体及锅炉钢结构的情况作调整,并通过强度计算、挠度分析和管墙应力分析等最后确定设计所采用的间距。

#### 1.9.1.5 校平装置

为减小管子由于刚性梁自重产生的弯曲和对刚性梁外翼缘提供侧向支撑,应设置垂直于刚性梁的校平装置(杆件),校平装置与刚性梁的连接应为一端固定,一端滑动,以便刚性梁层间的热膨胀,刚性梁端部校平装置与管墙中心线的距离宜取 2m 左右。

#### 1.9.1.6 连接结构

刚性梁与管墙的连接结构应能满足管墙的热膨胀要求,角部结构(见图 3.8-8)应能补偿刚性梁与管墙之间的胀差  $\Delta$ 。

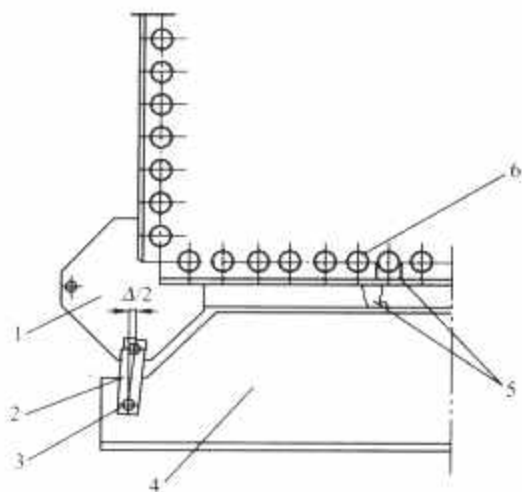


图 3.8-8 角部结构

1—角板；2—连杆；3—销轴；4—刚性梁；  
5—连接件；6—管墙

设有膨胀中心的锅炉，在膨胀零点处刚性梁与管墙应有牢固连接的导向结构，以便传递锅炉膨胀力、风荷载或地震作用。

### 1.9.2 螺旋水冷壁区域刚性梁

本节仅简介某超临界压力锅炉螺旋水冷壁区域的刚性梁。

#### 1.9.2.1 结构体系

螺旋水冷壁区域的刚性梁结构（见图 3.8-9）由垂直搭接板、刚性梁、接头、耳板、插销和角部结构组成。

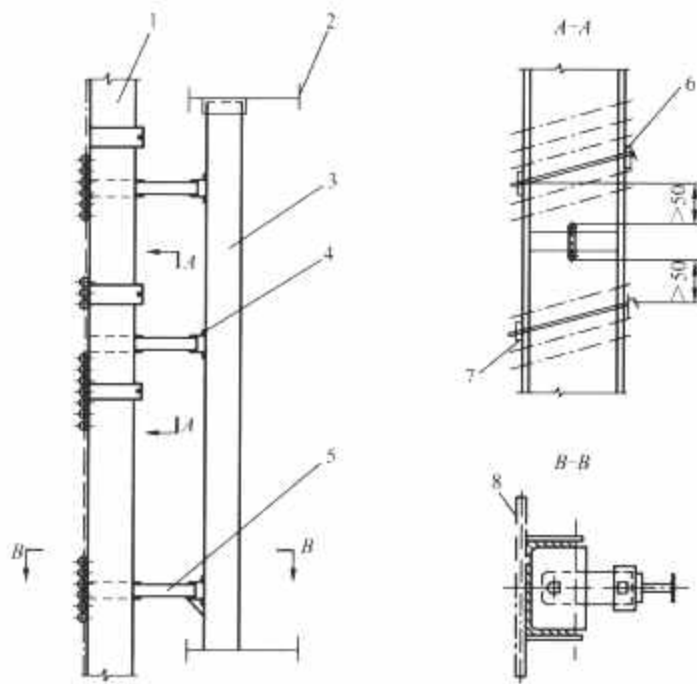


图 3.8-9 刚性梁结构

1—垂直搭接板；2—水平刚性梁；3—垂直刚性梁；  
4—中（小）接头；5—大接头；6—耳板；  
7—插销；8—螺旋水冷壁

#### 1.9.2.2 垂直搭接板

垂直搭接板是螺旋水冷壁区域刚性梁的主要受力构件，采用钢板压制的槽形截面。

垂直搭接板上端与垂直水冷壁固定连接，为了增加焊缝和吸收螺旋管墙与垂直管墙水平方向的热膨胀差，应将其上端的腹板割去一定长度。其余部分采用耳板和插销与螺旋水冷壁紧密接触，以便补偿相互间的胀差。

由于螺旋水冷壁承受垂直荷载的能力很小，燃烧器、风箱、刚性梁和外护板等也由设有大接头的垂直搭接板分担。

#### 1.9.2.3 刚性梁

螺旋水冷壁刚性梁是由水平刚性梁和垂直刚性梁组成的

栅格式结构。

垂直刚性梁的位置及数量与垂直搭接板一一对应，彼此间采用大接头和中（小）接头连接。接头结构和装配（或安装）位置的设计既可以满足补偿水平刚性梁与水冷壁之间在水平方向的胀差要求，也可以达到吸收垂直刚性梁与垂直搭接板之间在垂直方向胀差的目的。而垂直刚性梁与水平刚性梁是下端为固定连接，上端为铅垂方向可滑动连接。

刚性梁重量通过大接头传给垂直搭接板。

炉膛压力按下列路线传递：

炉膛压力→螺旋水冷壁→垂直搭接板→接头→垂直刚性梁→水平刚性梁→角部连接结构→相邻侧螺旋水冷壁并与相对面螺旋水冷壁的炉膛压力平衡。

#### 1.9.2.4 设计原则

（1）垂直搭接板分担的恒荷载按实际情况统计，不考虑锅炉膨胀力。

（2）炉膛设计瞬态压力、风荷载或地震作用的取值与围绕式刚性梁相同。

（3）强度条件和挠度容许值与围绕式刚性梁相同。

#### 1.9.2.5 刚性梁间距

（1）垂直搭接板间距由螺旋管子的应力分析确定，垂直刚性梁与其一一对应。

（2）水平刚性梁的间距根据垂直搭接板的承载能力和锅炉本体与构架的布置情况决定。

## 2 炉墙及管道保温

### 2.1 炉墙的作用、分类和管道保温

#### 2.1.1 炉墙的作用

锅炉炉墙是用耐火和保温材料所砌筑或敷设的锅炉外壳，是使锅炉本体燃烧室和尾部烟道等区域的火焰和高温烟气与外界隔开的围墙。锅炉炉墙的作用有如下三点：

##### 2.1.1.1 防漏

（1）防止外界的冷空气进入炉内。

（2）防止高温烟气漏出炉外。

##### 2.1.1.2 保温

为了防止热量从锅炉各受热面向外散失，就需要对这些部件进行保温。锅炉散热损失的减少，有助于提高锅炉的热效率，降低炉墙表面的温度，改善工作人员的劳动条件。

##### 2.1.1.3 组成烟气的通道

锅炉炉墙和受热面有机的结合，使烟气沿一定的通道流动，完成热交换过程。要求烟气流动通道尽量避免死角、过多的拐弯和急剧的截面变化。

总之，锅炉炉墙的作用是：使烟气沿一定的通道流动，并保证和提高锅炉运行的经济性、安全性和可靠性。

### 2.1.2 炉墙的要求

#### 2.1.2.1 耐热性

锅炉炉墙长期承受燃烧室内火焰或高温烟气流的辐射和冲刷，在某些情况下，还可能有熔渣附在炉墙内壁上，所以炉墙内壁的温度是很高的。

#### 2.1.2.2 保温性

锅炉炉墙保温的优劣用散热损失  $q_5$  来表征。散热损失  $q_5$  在高参数大容量电站锅炉中其数值看来不大，为 0.3% 左右，但其绝对值是很可观的，炉墙的设计和施工应给与高度重视。

#### 2.1.2.3 严密性



锅炉的严密性可用漏风系数  $\Delta\alpha$  来表示,处于各种不同流程处的漏风系数  $\Delta\alpha$  的值是不同的。

#### 2.1.2.4 抗熔渣和防磨损

锅炉炉墙经常受到炉渣的黏附和侵蚀,所以要求炉墙有足够的抗熔渣性能。此外,为了保证在烟气中集箱的安全运行,国内在设计中往往要求集箱有可靠的保温层,所以该处耐火材料应具有防磨损的要求。

#### 2.1.3 炉墙分类和管道保温

炉墙可分为重型炉墙、轻型炉墙和敷管炉墙。

##### 2.1.3.1 重型炉墙

重型炉墙的特点是墙体直接砌筑在地基上,其重量为地基所承受。

##### 2.1.3.2 轻型炉墙

轻型炉墙的特点是墙体安装在锅炉钢架横梁的金属托架上,墙体重量通过构件传递到锅炉构架上。

##### 2.1.3.3 敷管炉墙

敷管炉墙的特点是炉墙材料重量直接由受热面支承,炉墙材料和受热面一起膨胀。

##### 2.1.3.4 管道保温

汽水管、燃油管系、煤粉管系和烟风道系统的管道,这些管道系统保温的工作量和热量散失量,对于大容量的电站锅炉往往会超过锅炉本体,所以管道保温的重要性就越发显示出来。

##### 2.1.3.5 管道的加热保温

(1) 问题的提出。为了保证锅炉的安全运行,有冻结期的地区,应在电站总体设计时需对某些易于冻结的汽水管线(如传压管、取样管和仪表管)进行加热保温设计。

(2) 管道加热保温的方式。在锅炉设计中,管道加热保温的方式通常有3种:伴热管加热保温、电缆加热保温和自动跟踪电加热保温。

### 2.2 敷管炉墙和管道保温结构

#### 2.2.1 敷管炉墙

敷管炉墙是目前锅炉炉墙中应用最广泛的结构形式,特别是400t/h以上的大型锅炉无一例外都采用这种结构。由于大型锅炉采用了膜式受热面的炉体,所以直接敷设保温材料是非常适宜的。

##### 2.2.1.1 光管敷管炉墙结构

光管敷管炉墙结构如图3.8-10所示。对于采用混凝土结构的炉墙,一般在工地现场浇筑。由于管子和管子之间有间隙,所以用适当的圆钢点焊于管子之间,圆钢长度为500mm,两圆钢之间留有2mm间隙,以利圆钢受热膨胀,

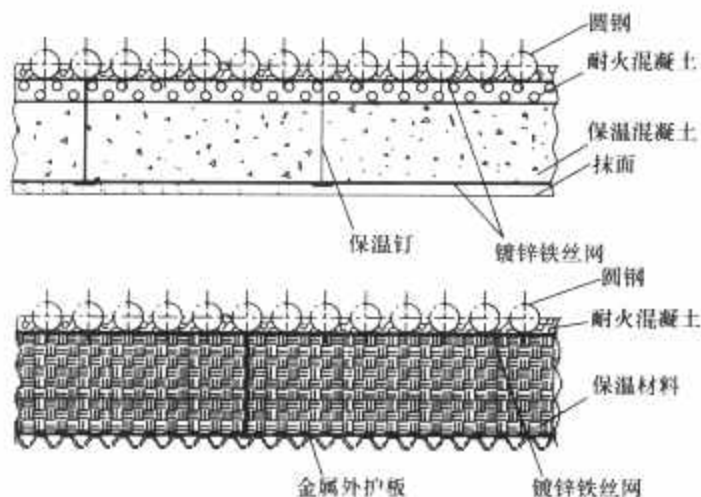


图 3.8-10 光管敷炉墙结构

圆钢直径应略大于两管子之间的间隙。在水冷壁或包覆管上敷设 $\phi 35\text{mm} \times 40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 的镀锌铁丝网(与管子点焊),并焊上M8螺栓,其节距为 $320\text{mm} \times 400\text{mm}$ ,然后在受热面上浇筑50~60mm厚的耐火混凝土。经过规定的养护期后,再在上面浇筑保温混凝土或敷设保温材料,再在保温层上铺设 $\phi 1.6\text{mm} \times 20\text{mm} \times 20\text{mm}$ 的镀锌铁丝网,套上压板和旋紧M8螺母,最后在镀锌铁丝网上涂抹20~25mm厚的抹面涂料。为了防止抹面层不规则开裂,在抹面层上留有膨胀缝,膨胀缝的网格为1.5~2.0m。

由于光管敷管炉墙采用密度很重的耐火混凝土和保温混凝土,其热力性能均不大理想。图3.8-11示出了光管外敷设3mm钢板内护板的炉墙结构,这种结构保证了炉墙的气密性并可采用纤维状保温材料,从而改善了炉墙性能。

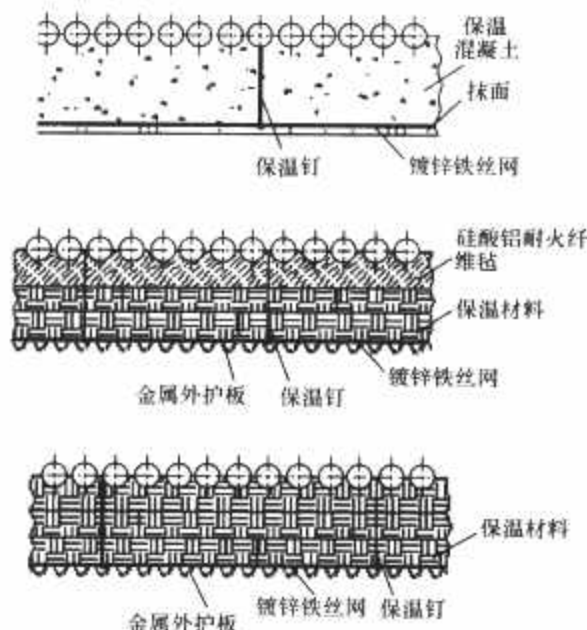


图 3.8-11 在膜式壁上浇筑保温混凝土外加抹面涂料的结构

##### 2.2.1.2 鳍片管敷管炉墙结构

如图3.8-11所示,图中分别表示了膜式壁上浇筑保温混凝土外加抹面涂料的结构;内衬硅酸铝纤维毡和纤维状保温毡的结构;全部采用纤维状保温毡的结构。采用纤维状保温毡的结构具有最好的热力特性。保温混凝土的紧固采用螺栓、压板和螺母,纤维状保温材料的紧固采用保温钉和自锁压板。根据使用温度不同,自锁压板的材料可选用不锈钢或镀锌板。采用纤维状保温材料,可以在整台锅炉全部安装好并做完水压试验之后进行敷设,这样可以避免返工。敷设时应注意两块保温材料之间的接触要紧密,并且要求错缝布置,层与层之间要求压缝布置,错缝和压缝最小距离应大于100mm。保温钉节距为 $300\text{mm} \times 460\text{mm}$ ,应保证每平方米有6~7个保温钉,保温材料安装后敷六角镀锌铁丝网,将自锁压板串入保温钉,并进行适当压缩,然后将保温钉在自锁压板上折弯90°。为了防止空气内外渗透散失热量,近来在纤维状保温材料之间或外表面敷设0.05mm厚的铝箔,这种结构对防止热辐射损失也是非常有利的。关于保温钉和水冷壁的焊接还可将保温钉焊在鳍片上,以适应工地安装的需要。

##### 2.2.1.3 大容量锅炉的其他部位炉墙结构

(1) 刚性梁处炉墙结构。要求在刚性梁处浇筑保温混凝土,在保温混凝土的上方和下方敷设纤维状保温材料,在槽钢和受热面鳍片之间也应填充保温混凝土。

(2) 汽包吊杆处保温结构。为了使汽包吊杆能安全可靠地工作,对汽包吊杆进行保温是必要的。保温材料用管状微孔硅酸钙或纤维状保温材料,保温高度到达汽包上标高附近。若吊杆位于炉顶大罩壳之内则可不保温。

(3) 典型门孔处炉墙结构。受热面典型门孔处炉墙的密封盒做成阶梯状；门孔面板和密封盒之间垫一层绝热板。采用这两个措施后可大大减小门孔的外观尺度，降低门孔周围的散热损失。

(4) 炉顶大罩壳炉墙结构。炉顶大罩壳是近代锅炉保温设计的一个发展，采用炉顶大罩壳的整体保温结构有下列优点：①可以大大简化炉顶的保温设计，炉顶大罩壳内的设计温度为427℃。在大罩壳内，凡温度超过510℃的集箱、管道和管束应进行保温，其他的集箱、管道和管束不进行保温。②节约了数量可观的保温材料和安装工作量；③对炉顶维护检修也提供了方便。为了保证炉顶的密封性，光管和间断鳍片的顶棚管部位装有炉顶内护板，在装有炉顶内护板的顶棚管涂抹与顶棚管齐平的耐火混凝土，以保护炉顶内护板不过热。

1) 炉顶罩壳保温结构。炉顶罩壳顶部采用浇筑保温混凝土结构，保温混凝土由承重波形板支承，在保温混凝土层中沿炉宽和炉深方向，按3000mm×3000mm的节距设置纤维状保温材料，以吸收膨胀；炉顶罩壳侧面保温，采用纤维状保温材料，其安装方法同敷管炉墙，在保温材料外面用外护板防护。对于无屋顶的露天锅炉应在保温混凝土上设置金属防护层。

2) 炉顶与前墙保温结构。在这里内护板保证了此处的密封，此处浇筑了耐火混凝土以保证内护板的安全，在浇筑耐火混凝土前应对所有和管子接触的部位涂2mm的沥青层；在耐火混凝土中沿炉宽方向600mm左右设置0.5mm的马口铁皮分隔耐火混凝土。

3) 管道穿墙处炉墙结构。水平管道穿墙处炉墙结构内层采用附加纤维材料进行密封，外层采用玻璃布进行密封；垂直管道穿墙处炉墙结构采用金属密封盒内填充松软材料进行密封；对于穿出膜式壁的管道处炉墙应采用金属膨胀节进行密封。

## 2.2.2 管道保温

### 2.2.2.1 对保温结构的要求

(1) 保证散热损失不超过规定值标准允许最大散热损失，见表3.8-23，该表摘自GB/T 4274—2008《设备及管道绝热技术通则》。

表 3.8-23 允许最大散热损失

管道外表面温度(℃)	50	100	150	200	250	300
允许最大散热损失(W/m <sup>2</sup> )	58	93	116	140	163	186
管道外表面温度(℃)	350	400	450	500	550	600
允许最大散热损失(W/m <sup>2</sup> )	209	227	244	262	279	296

注 1. 该表表示了平面的允许最大散热损失。对于管道结构，只需将该数乘以管道保温外径即可得到管道允许最大散热损失(W/m<sup>2</sup>)。

2. 为简化计算，表中所示的外表面温度可视为管内介质温度。

(2) 保温结构应有足够的机械强度。保温结构应有足够的机械强度，以抗御自重和外力的作用而破坏保温结构。保温结构要有良好的保护层，外表要整齐美观，并能防止水分进入保温层，破坏保温效果。

(3) 保温结构不能使管道和设备受到腐蚀。保温材料中不能含有对管道和设备产生腐蚀的有害物质，如1Cr18Ni9Ti不锈钢管道和设备的保温材料不能使用含有氯离子的保温材料。

(4) 保温结构的其他要求。结构简单、施工简便、维修方便；有阻燃性；在满足保温性能的前提下，应选择价格低

廉的保温材料。

### 2.2.2.2 汽水管道的保温结构

(1) 管道保温结构的种类。管道保温结构有以下几种：胶泥涂抹法、填充法、缠绕法、成型制品法和喷涂法。由于胶泥涂抹法、填充法和缠绕法施工不便，所以目前较少使用；喷涂法由于施工难度大，质量不易控制，所以使用不多。

(2) 管道成型制品的保温结构。

1) 成型制品的种类。管道成型制品分为以下两类：

块状成型材料。这类材料有微孔硅酸钙、水玻璃膨胀珍珠岩、水泥膨胀珍珠岩、硅藻土和膨胀蛭石等。在一般情况下，当介质温度大于或等300℃时，管道采用两层保温；当温度小于300℃时可以只敷设一层保温。

纤维成型材料。这类材料有石棉、矿渣棉、玻璃棉和岩棉等。当保温厚度大于或等于76mm时，保温层应敷设两层。

2) 多层保温结构敷设的方式。多层保温结构的方式应注意错缝和压缝方式，同层保温材料要求错缝布置，不允许有纵向通缝；内外层保温材料要求压缝布置，不允许有环向通缝。纵缝和纵缝、环缝和环缝之间的距离大于或等于76mm。如存有较大的缝隙可用同质材料嵌填。

3) 管道膨胀缝的设计。直管部分：高温管道的直管部分，每隔1.8m左右设置膨胀缝以免管道膨胀破坏保温结构，膨胀缝的设置可以和保温支承结构结合起来考虑。弯头部分：高温管道的弯头部分极易因管道膨胀而损坏，所以应在离起弯点76mm处直接设置膨胀缝。

4) 管道保温层的支承。垂直管道保温层的支承采用焊接托板和夹紧托架支承，夹紧托架用于合金钢管和高温高压碳钢管道；焊接托板可用于低温低压薄壁碳钢管上。焊接托板和夹紧托架沿管子周界均匀布置，当保温材料为块状时选用4只承件；当保温材料为纤维状材料时至少选用4只支承件，支承件的最大间距为150mm。

5) 管道成型保温材料几何尺寸。管径 $\phi 100$ mm以上时采用弧形瓦，弧形瓦可根据保温管道的直径分割为3、4、6和8等分。保温管壳和瓦的长度根据材料性能和制品厚度可定为250~600mm。

(3) 烟道内集箱和汽包的绝热。烟道内的集箱和汽包要求可靠的绝热，以提高其工作可靠性和防止磨耗，为此可在这些部位浇筑60~80mm的耐火混凝土。

### 2.2.2.3 伴热保温结构

(1) 蒸汽外伴热管的保温结构。

1) 蒸汽伴热管的布置。蒸汽伴热管的布置要考虑安装方便和避开支吊结构，对于水平管道，伴热管应敷设在待加热管的下方偏45°~60°的地方，以避开支座的影响；对于垂直管道，单根伴热管可布置在任何位置，对多根伴热管可以对称均匀布置。

2) 蒸汽伴热管的保温结构。两根蒸汽伴热管的保温结构基本与单管保温结构相同。

(2) 电加热伴热的保温结构。由于电加热伴热电缆体积小，可以和待加热管绑扎在一起，然后可按一般管道保温结构进行保温。

### 2.2.2.4 烟风道的保温

由于锅炉本体设计和燃烧的要求，烟风道的设计变得越来越复杂、庞大，在锅炉中所占的份额也越来越高，以配300MW机组的锅炉为例，烟风道材料占锅炉本体材料的15%，其散热面积占锅炉本体50%，所以烟风道的保温设计优劣对锅炉的经济性显得尤为重要。

(1) 烟风道保温方法。目前大量采用的四绑扎法和敷



设法。

1) 绑扎法保温。使用的保温材料为硅藻土、水玻璃珍珠岩、水泥膨胀珍珠岩和微孔硅酸钙等板材。当温度在  $300^{\circ}\text{C}$  以下时采用一层保温材料；当温度超过  $300^{\circ}\text{C}$  时采用两层结构。同样，保温材料应注意错缝、压缝布置。为了美观，在保温材料外表面应加抹面层或加装外护板。这种结构由于施工工作量大，膨胀节处和加强筋处不易保温，使其应用受到一定的限制。

2) 敷设法保温。保温材料为纤维状保温材料，如泡沫石棉毡、矿棉、玻璃棉和岩棉等，当保温厚度小于  $76\text{mm}$  时，保温可以单层布置；保温厚度大于  $76\text{mm}$  时，保温可分两层敷设。两层布置的结构敷设时应注意错缝、压缝方式，不允许有通缝存在。

纤维状保温材料用保温钉、自锁压板和六角镀锌铁丝网固定在烟风道钢板上，对于垂直壁面保温钉的水平节距为  $300\text{mm}$ ，垂直节距为  $450\text{mm}$ ；对于上表面保温钉的节距均为  $450\text{mm}$ ；对于下表面保温钉的节距均为  $300\text{mm}$ 。

(2) 烟风道膨胀节处保温。传统设计中膨胀节不进行保温，很容易受大气腐蚀和温度应力而损坏。由于采用了纤维状保温材料，所以膨胀节保温结构一定和外护板结构配合使用。

(3) 烟风道的加强筋处保温。对于大容量的电站锅炉加强筋有时使用 30 号工字钢和 30 号槽钢，甚至更大的型钢，这更要求对大型加强结构进行保温设计，以减少温差应力对设备造成的危害。一般情况下加强构件的保温厚度大于或等于  $40\text{mm}$ 。

### 2.2.3 炉墙和管道保温的防护

炉墙和管道保温防护层的设置是为了保护保温层结构免受外力作用，延长保温结构使用寿命；防止雨水和潮湿空气的侵蚀，减少散热损失；增加美观。

#### 2.2.3.1 机红砖防护

只适用于重型炉墙结构，为了提高保温效果，除了在砌筑保证灰缝的密封外，还应在砌筑完工后对机红砖的表面灰缝进行勾缝处理，勾缝应用高标号灰浆。

#### 2.2.3.2 平钢板防护

这种方式适用于轻型炉墙结构。保温材料在平钢板的保护下工作。

#### 2.2.3.3 非金属防护层

这是简单易行的一种防护措施，在炉墙和管道的防护上曾广泛使用。其种类很多，各专业设计单位都有这方面的使用经验。

(1) 一般抹面涂料。一般抹面涂料由硅酸盐水泥、水玻璃、硅藻土粉、石棉纤维、石棉泥、石棉绒、烧黏土粉、膨胀珍珠岩、粉煤灰、煤渣屑和麻丝等按一定的配比组成。

(2) 掺有沥青的密封涂料。这种涂料过去作为有防雨作用而应用于炉墙和管道保温的防护上，由于性能不够理想且工艺又非常烦琐而日趋淘汰。

(3) 玻璃布涂层防护。非金属防护层的外表面极易产生裂纹，防护性能较差，为此可以在抹面涂料的外层缠绕或贴上一层玻璃布，黏合剂采用聚醋酸乙烯乳液，粘贴后的玻璃布再涂上油漆，则防护效果更为理想。

(4) 管道的玻璃钢防护。近来日益广泛采用玻璃钢作为管道保温防护，这种防护施工方便，受到用户欢迎。

#### 2.2.3.4 金属薄板防护

在锅炉汽水管道和烟风道的保温结构中，金属薄板的防护结构得到广泛的运用。目前采用的材料主要有镀锌薄板和防锈铝合金薄板。防锈铝合金薄板的价格较贵，初投资费用

大，但使用寿命长；镀锌薄板价格较低，使用寿命较短。设计者应根据具体情况进行设计。

#### (1) 汽水管道保温外护板的结构。

1) 捆绑式固定外护板结构。捆绑式固定外护板适用于块状成型保温材料，保温工作完成后由下向上进行安装外护板，外护板纵向搭接长度为  $100\text{mm}$ ，外护板通过专用工具将绑带收紧，并用封口夹固定，然后放上外护板支承，进行另一节外护板的安装。外护板支承沿圆周平均分布，但不得少于两件，当管道受热膨胀时，外护板能相对产生位移。外护板支承、外护板和绑带封口夹应选用金属电位差相同或接近的材料。

2) 紧固件固定外护板结构。紧固件固定外护板结构用抽芯铝铆钉或自攻螺钉将外护板固定在保温托架上，环向紧固钉的节距为  $150\sim 300\text{mm}$ ，紧固钉的布置不得少于 6 枚，纵缝紧固钉的节距为  $150\sim 200\text{mm}$ 。为了防止电位差产生的腐蚀和减少热量的散失，外护板和保温托架之间应设置厚度为  $6\text{mm}$  的保温垫。该结构更适用于纤维保温材料。

外护板纵缝位置的安放：水平纵缝应布置在水面位置以下  $30^{\circ}$  处；垂直纵缝的开口位置应避开当地主风向，防止风雨的影响。

(2) 管道附件外护板结构。管道附件主要是法兰和阀门，为了保护阀门和法兰的安全运行，应对其进行保温和加外护板防护，由于法兰和阀门要定期、不定期检修，所以外护板防护必须做成可拆卸结构。

(3) 烟风道保温外护板结构。烟风道外护板采用了薄板结构，可以节省金属材料，但施工较为困难，刚性较差，局部位置会凹陷，造成积水。

#### 2.2.3.5 成型金属薄板防护

梯形断面波形外护板主要用在锅炉本体和烟风道的保温防护上，其主要断面结构见图 3.8-12。

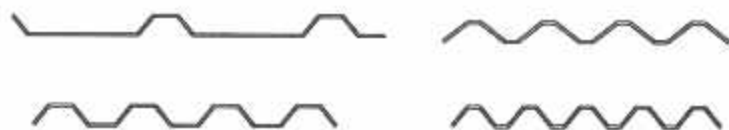


图 3.8-12 波形外护板断面结构

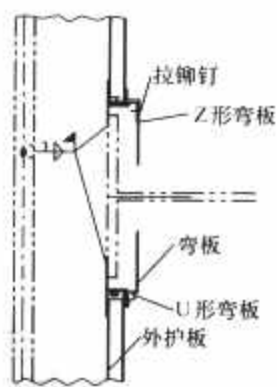


图 3.8-13 锅炉本体外护板典型结构

(1) 锅炉本体外护板结构。锅炉本体外护板典型结构如图 3.8-13 所示。当保温工作结束后，在刚性梁上按一定节距布置支承板，并安装 Z 形弯板和 U 形弯板，将波形外护板插入 U 形弯板并坐在 Z 形弯板上，最后装上挡板，增加美观。波形外护板的上端和 U 形弯板应留  $12\text{mm}$  间隙，下端和挡板用自攻螺钉固定在一起，波形板在 U 形弯板中滑动，自攻螺钉和波形外护板不固接。这种结构的外护板便于在锅炉检修时方便拆除和重新修复。

(2) 锅炉烟风道外护板结构。锅炉烟风道外护板的典型结构如图 3.8-14 所示。支承板以  $1200\text{mm}$  的节距焊接在烟风道的板壁上，敷设保温层后将  $\Omega$  形支承板焊到支承板上，然后安装 Z 形弯板和外护板，外护板一端固定，另一端滑动连接，以便在运行时能自由膨胀。

对于水平烟道的顶部，为了防止在顶部积水漏入保温层内影响保温效果，所以该处波形板设计成  $2.5\%$  坡度，以便排水。

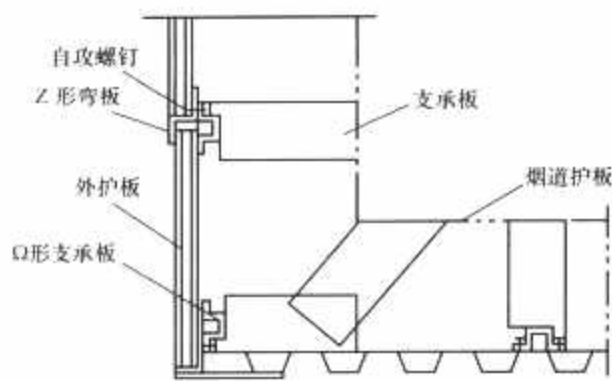


图 3.8-14 锅炉烟风道外护板的典型结构

2.3 炉墙材料

电站锅炉炉墙和管道保温所使用的材料与制品主要有耐火材料和保温材料两大类，此外还有防护材料。

2.3.1 耐火材料

凡是耐高温、体积变化小、机械强度高、能经受温度急剧变化，并且能经受所接触的烟气、熔渣和固体等的侵蚀和磨损的非金属材料统称为耐火材料。

2.3.1.1 耐火材料特性

炉墙所使用的耐火材料有许多特性，这里主要介绍耐火度、常温耐压强度和高温残余强度、荷重软化温度、高温体积稳定性、热震稳定性和抗渣性。

(1) 耐火度。耐火度表示耐火材料在使用过程中抵抗高温而不熔化的性能指标。

(2) 常温耐压强度。测定常温耐压强度目的是为了了解生产工艺情况，判断制品质量和组织结构是否致密及燃烧是否充分。

(3) 高温残余强度。高温残余强度是为了判断耐火材料高温结构强度。

(4) 荷重软化温度。荷重软化温度也称软化点，该温度表示荷重为 0.196MPa，当温度不断升高，试样开始软化并发生一定变形量的温度。

(5) 高温体积稳定性。耐火材料在高温下长期使用时，体积发生不可逆变化的性能，用重烧收缩（或膨胀）来表示，也称残余收缩（或残余膨胀）。

(6) 热震稳定性。耐火材料抵抗因温度急剧变化而不损害的能力称为热震稳定性，也称急冷急热性。

(7) 抗渣性。耐火材料高温下抵抗熔渣、气态及固态物质侵蚀作用的能力称为抗渣性（也称化学侵蚀抵抗性）。

2.3.1.2 成型耐火材料

(1) 黏土质耐火砖。黏土质耐火砖属于弱酸性耐火材料，能抵抗酸性熔渣的侵蚀作用，其主要成分是  $Al_2O_3$  和  $SiO_2$ ，见表 3.8-24。

表 3.8-24 黏土质耐火砖性能

项 目	单 位	牌号及数值	
		(GoN)-40	(GoN)-35
$Al_2O_3$ 含量(质量分数)	%	≥40	≥35
耐火度	℃	≥1730	≥1690
密度	kg/m <sup>3</sup>	≈2000	≈1900
重烧收缩	1400℃(保温 2h)	%	≤0.5
	1350℃(保温 2h)	%	≤0.5
显孔隙率	%	≤26	≤26
常温耐压强度	MPa	19.61	14.71
热震稳定性	次	≥15	≥10
热导率	W/(m·K)	0.7 + 0.00064t <sub>m</sub> (t <sub>m</sub> 为使用保温材料处的平均温度)	

(2) 高铝砖。 $Al_2O_3$  含量（质量分数）在 48% 以上的耐火砖称为高铝砖。高铝砖根据需要可做成异型砖，供特殊部位采用。高铝砖性能见表 3.8-25。

表 3.8-25 高铝砖性能

项 目	单位	牌号及数值		
		(LZ)-65	(LZ)-55	(LZ)-48
$Al_2O_3$ 含量(质量分数)	%	65~75	55~5	48~55
耐火度	℃	≥1790	≥1770	≥1750
0.196MPa 下荷重软化温度	℃	≥1500	≥1470	≥1420
重烧收缩	1500℃(保温 2h)	%	≤0.7	≤0.7
	1450℃(保温 2h)	%		≤0.7
显孔隙率	%	≤23	≤23	≤23
常温耐压强度	MPa	≥39.22	≥39.22	≥39.22

(3) 轻质耐火砖。锅炉炉墙使用的轻质耐火砖主要有轻质黏土砖和轻质高铝砖。轻质耐火砖的优点是重量轻、热导率小和耐火度高；其缺点是组织结构疏松、抗渣性差，不能直接接触熔渣和侵蚀性气体。密度为 400~800kg/m<sup>3</sup> 的轻质耐火砖可作高温绝热之用；而密度为 1000~1300kg/m<sup>3</sup> 的轻质耐火砖可用作隔火墙套砖和尾部烟道炉墙。

2.3.1.3 不定型耐火材料

由耐火骨料、粉料和黏结剂另参外加剂以一定比例组成的混合物，可直接使用或加适量的液体调制成稠糊状浆料，经捣固或浇筑、养护硬化而形成没有接缝的墙体，这种材料称之为不定型耐火材料。用于锅炉炉墙结构的不定型耐火材料主要有各种耐火混凝土和可塑耐火料。

(1) 耐火混凝土。常用耐火混凝土性能见表 3.8-26。耐火混凝土是一种能够承受高温作用的特殊混凝土，混凝土按其所采用的黏结剂不同，可分为水泥黏结剂耐火混凝土和无机化合物黏结剂耐火混凝土。

表 3.8-26 常用耐火混凝土性能

项 目	单 位	耐火混凝土名称					
		硅酸盐耐火混凝土	矾土水泥耐火混凝土	低钙硅酸盐水泥耐火混凝土	磷酸矾土耐火混凝土	磷酸铝碳化硅耐火混凝土	水玻璃耐火混凝土
密度	kg/m <sup>3</sup>	1900~2000	2100~2300	2100~2300	2400~2600	2700~2800	2100~2200
常温耐压强度	MPa	≥19.61	≥19.61	≥24.52	≥19.61	≥11.77	≥19.61
耐火度	℃	1350~1450	1610~1650	1690~1770	>1770	>2000	>1580
0.196MPa 下荷重软化温度	℃	1200~1250	1250~1300	1350~1400	1620		1300
热震稳定性	次	15~25	15	25	>25		>50



续表

项 目	单 位	耐火混凝土名称					
		硅酸盐 耐火混凝土	矾土水泥 耐火混凝土	低钙硅酸盐 水泥耐火混凝土	磷酸矾土 耐火混凝土	磷酸铝碳化 硅耐火混凝土	水玻璃耐火 混凝土
孔隙率	%	20~22	20~25	20~25	19~22		14~26
残余收缩	%	(1200℃保温 2h) 0.7	(1200℃保温 2h) 0.7	-0.35~-0.32	(1400℃) -0.1~-0.1		(1200℃保温 2h) 0.7
线膨胀系数	mm/(mm·℃)	(20~1200℃) $4\times 10^{-6}\sim$ $7\times 10^{-6}$	(20~1200℃) $5\times 10^{-6}\sim$ $7\times 10^{-6}$	(20~1300℃) $5.2\times 10^{-6}\sim$ $6.5\times 10^{-6}$			(20~900℃) $4\times 10^{-6}\sim$ $5.5\times 10^{-6}$
最高工作温度	℃	1100~1200	1200~1300	<1400	1450~1600	~1900	1000

(2) 可塑性耐火料。可塑性耐火料性能见表 3.8-27。可塑性耐火料也称捣打料,它是由耐火骨料、生黏土、掺和料、黏结剂和外加剂混炼而成的耐火材料。

表 3.8-27 可塑性耐火料性能

名称	耐火度	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 含量 (质量分数)	110℃ 耐压强度	1400℃ 耐压强度	线膨胀系数 (1400℃)
	℃	%	MPa	MPa	mm/(mm·℃)
硫酸铝 可塑料	1790	60	12.45	3.63	$3.754\times 10^{-6}$
磷酸可塑料	1790	64	14.51	2.94	$5.3\times 10^{-6}$

2.3.1.4 纤维状耐火材料

耐火纤维性能见表 3.8-28。耐火纤维是一种耐高温的材料,可在高达 1000℃ 的温度下工作具有耐火和保温双重功能。在锅炉炉墙中应用最多的是硅酸铝耐火纤维和高硅氧耐火纤维。

表 3.8-28 耐火纤维性能

名称	使用温度 (℃)	纤维直径 (μm)	生产密度 (kg/m <sup>3</sup> )	使用密度 (kg/m <sup>3</sup> )
硅酸铝耐火纤维	1100	≤6	70~90	130~200
高硅氧耐火纤维	1000	4±1	95±5	130~150

2.3.2 保温材料

为了防止热量从锅炉、管道向周围散失而使用的热导率小、密度小而又具有相当耐热能力的材料成为保温材料。保温材料的密度一般应小于 400kg/m<sup>3</sup>。在平均温度为 350℃ 时的热导率为 0.12~0.14W/(m·K)。

2.3.2.1 保温材料特性

(1) 导热性。材料的导热性通常用热导率 γ 来表示,热导率小,节能效果显著。

(2) 密度。物体单位体积所含的质量称密度。一般保温材料,密度越小,热导率越小;而纤维状保温材料,其密度小于某一数值,热导率反而增大,所以纤维状保温材料的密度选择应合理。

(3) 耐热温度。保温材料的耐热温度是指材料安全可靠地工作所承受的极限温度。这主要取决于材料的化学成分,其次还受到黏结剂的影响。

2.3.2.2 保温材料的经济厚度和安全厚度

(1) 保温材料的经济厚度。保温材料的经济厚度是指散热损失费用和保温材料结构(折旧)费用之和为最小值的保温厚度。

(2) 保温材料的安全厚度。按规定的保温体外表面温度

通过传热计算所得的保温厚度称保温层的安全厚度。

2.3.2.3 成型保温材料

成型保温材料的品种主要有硅藻土质保温制品(见表 3.8-29)、膨胀蛭石制品(见表 3.8-30)、膨胀珍珠岩制品(见表 3.8-31)和微孔硅酸钙制品(见表 3.8-32)。

表 3.8-29 硅藻土质保温砖性能

项 目	单 位	数 值		
硅藻土保温 砖级别		A	B	C
密度	kg/m <sup>3</sup>	500	600	700
热导率	W/(m·K)	0.072+ 0.000 206t <sub>m</sub>	0.085+ 0.000 214t <sub>m</sub>	0.1+ 0.002 28t <sub>m</sub>
耐压强度	kPa	588.4	784.5	980.7
平均热 膨胀系数	mm/ (mm·℃)	$0.9\times 10^{-6}$	$0.94\times 10^{-6}$	$0.97\times 10^{-6}$
耐热温度	℃	900	900	900

表 3.8-30 膨胀蛭石制品性能

项 目	单 位	数 值	
		水泥膨胀蛭石制品	水玻璃膨胀蛭石制品
密度	kg/m <sup>3</sup>	<500	<500
热导率	W/(m·K)	0.093~0.14	0.081~0.116
耐压强度	kPa	245.2	392.3
耐热温度	℃	<600	<600

表 3.8-31 膨胀珍珠岩制品性能

项目	单位	数 值		
		水泥膨胀珍珠岩制品	水玻璃膨胀珍珠岩制品	磷酸盐珍珠岩制品
密度	kg/m <sup>3</sup>	350~400	250~300	200~250
热导率	W/(m·K)	0.074+ 0.000 116t <sub>m</sub>	0.065+ 0.000 116t <sub>m</sub>	0.052+ 0.000 29t <sub>m</sub>
耐压强度	kPa	≥392	≥588	≥588
耐热温度	℃	≤600	≤650	≤800

表 3.8-32 微孔硅酸钙制品性能

项 目	单 位	数 值
密度	kg/m <sup>3</sup>	170~250
热导率	W/(m·K)	(0.040 7~0.465)+0.000 15t <sub>m</sub>
耐压强度	kPa	≥490
抗折强度	kPa	≥294
线收缩率	%	<2(650℃保温 3h 后)
耐热温度	℃	<600

### 2.3.2.4 不定型保温材料

不定型保温材料主要有硅藻土保温混凝土、膨胀蛭石保温混凝土和水泥膨胀珍珠岩保温混凝土。

### 2.3.2.5 纤维状保温材料

纤维状保温材料是新型保温材料,目前有以下三种制品:

(1) 岩棉。岩棉也称矿物棉。它是以精选的玄武岩、灰绿岩为原料,经高温熔融,用压缩空气、蒸汽或离心力使之纤维化制成的。

(2) 玻璃棉。玻璃棉也称超细玻璃棉。它以钠钙硅酸盐玻璃成分为原料,采用和生产岩棉相同的工艺制成的玻璃纤维称为玻璃棉。

(3) 石棉。石棉是一种天然矿物纤维材料。石棉制品中的泡沫石棉毡在安装使用时应考虑 15%~20% 的压缩量,并注意防潮。

### 2.3.3 防护材料

锅炉炉墙和管道的防护材料有非金属材料 and 金属材料,应根据不同的要求选择合理的防护材料。

(1) 非金属防护材料。非金属防护材料主要有普通黏土砖、抹面密封涂料和玻璃丝布防护层。

(2) 金属防护材料。金属防护材料主要有普通碳钢薄板、镀锌薄板和铝合金薄板等。

## 2.4 炉墙传热和管道保温计算

锅炉炉墙和管道保温的主要目的是减少散热损失,以节约燃料的消耗。传热计算的目的在于正确选择耐火和保温材料,使材料使用在合理的温度范围内,因此传热计算主要包括以下几个方面:

(1) 已知炉墙和管道保温结构的厚度,计算其散热损失。

(2) 已知炉墙和管道保温结构的厚度及散热损失,计算保温层的表面温度。

(3) 根据允许的散热损失,计算炉墙和管道保温的保温厚度。

(4) 根据规定的保温结构的表面温度,计算保温结构的保温层厚度。

锅炉炉墙传热计算和设备及管道传热计算及伴热保温计算可参考有关资料。

## 3 膨胀密封和支吊装置

### 3.1 锅炉的热膨胀

锅炉部件在机组启动、运行和停运期间,伴随受热工况的变化,存在外形膨胀和收缩的现象。当膨胀和收缩受限时,在部件中就会形成应力,并对限制其伸缩的装置产生作用力。如果产生的应力和作用力超过了部件材料的允许值,就会造成部件失效,危及锅炉机组的安全运行。随着锅炉容量向高参数发展,热膨胀的影响更为突出,已成为决定锅炉部件可靠性的一个重要因素。

#### 3.1.1 锅炉热膨胀设计的基本要求

(1) 建立合理的锅炉热膨胀系统,使锅炉各受热部件在不同工况下按照预期的方向膨胀,并有规律地制约相互间的热膨胀关系。

(2) 合理采用部件间的连接和支吊方式,尽量减少对部件热膨胀的约束,在设备不发生永久变形、疲劳损坏和安全失效的情况下,允许有非自由膨胀。

(3) 为减少部件结构中产生的热膨胀应力和作用力,受热部件应具有良好的柔性和合理的约束。

(4) 当结构设计不能保证热膨胀完全自由时,应采取必要的应力分析以保证热膨胀结构设计的安全性。

(5) 确定受热部件相关计算段的热膨胀位移值和方向。

#### 3.1.1.1 热膨胀位移值

受热部件的膨胀量或收缩量是指计算段两点之间受热或冷却后的距离变化量,被称为热膨胀位移值,计算公式为

$$\Delta l = \alpha L_{AB}(t_h - t_c)$$

式中:  $\Delta l$  为沿热膨胀方向的热膨胀值, mm;  $L_{AB}$  为计算段上 A、B 两点之间的距离, mm;  $\alpha$  为计算段钢材在热态温度下的线膨胀系数,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $t_h$  为计算段的热态温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_c$  为计算段的冷态温度(环境温度),  $^\circ\text{C}$ 。

分析和计算热膨胀值时应注意:

(1) 部件计算段的计算温度应选取对应工况下的工作温度,并根据部件被约束的性态来确定膨胀方向;

(2) 与计算段相接的外部设备或施加约束的装置本身的膨胀热位移,也称作附加热膨胀位移值,对计算段热位移将产生影响,应予考虑;

(3) 锅炉的运行方式不同,其受热部件温度变化幅度、变化速率和热胀循环次数不同,对元件热疲劳损失的影响不同。

#### 3.1.1.2 热胀荷载

热胀、冷缩和端点的附加热位移都可以使受热部件产生变形和内应力,这些荷载称为热胀荷载或位移荷载。热胀荷载产生的应力属于二次应力,具有自限性的特点。在热胀荷载的反复作用下,部件将发生疲劳破坏,因此应限定其大小和交变循环次数。

### 3.1.2 锅炉整体的热膨胀

#### 3.1.2.1 锅炉热膨胀系统

设计锅炉的热膨胀系统,应使各部件在各种工况下有确定的膨胀方向和相互的膨胀关系,使各元件按预定的方向和位移量进行膨胀,并控制在材料允许的范围内,不超过设备的承受能力,防止发生部件的永久变形和疲劳破坏。

确立了热膨胀系统的锅炉投运后,可以利用膨胀指示器来监测主要部位的膨胀位移值和膨胀方向,以判断是否符合预期要求,否则应采取补救措施。

#### 3.1.2.2 锅炉整体的膨胀中心

(1) 自然膨胀中心和人为膨胀中心。悬吊锅炉的各部件通过多种连接方式,组合成为一个整体。每个结构件所承受的重力、支承反力及其相互间在受热工况下产生的热胀推力等总会达到某一平衡状态,此状态下的锅炉,存在一个理论上的热膨胀中心,称为自然膨胀中心。这个中心的位置同锅炉各部件形状、位置、质量、温度和受约束的性态等多种因素有关,要具体确定其位置、各部件的热胀位移和方向,计算工作极其烦琐和困难。当锅炉运行工况发生变化,各部件温度将发生改变,形成一个新的平衡状态,自然膨胀中心随之改变,这使大型锅炉的热膨胀系统设计和计算变得异常困难。

通过实践,现已形成一种新的设计方法:采取结构措施,使锅炉的热膨胀中心在各工况下都保持不变,即设置人为膨胀中心。建立人为膨胀中心后,有利于正确计算各部件的热膨胀量、确定密封、支吊形式等与热膨胀有关的部件结构尺寸,也有利于锅炉管道系统进行以热膨胀为主要内容的应力分析计算,从而实现有规律、有组织地控制各受热部件以膨胀中心为基点的预期热位移和方向,大大增进了锅炉的



安全可靠，这在大型锅炉设计中其作用尤为突出。

(2) 膨胀中心的设置。现代大型电站锅炉的炉体几乎都采用全悬吊的支吊方式，锅炉各部分都能比较充分地膨胀，大大减少了因热膨胀受阻而产生的热胀应力。在悬吊锅炉整体布置时，将预先设定在某一标高位置的点（膨胀中心点）和经过该点的垂线（膨胀中心线）总称为锅炉的热膨胀中心。锅炉各受热部件都以膨胀中心点和膨胀中心线为起点，按预定的方向膨胀。

国内各大锅炉厂虽技术流派不同，布置的锅炉膨胀中心位置不一样，但都综合考虑了悬吊装置的布置和应力水平，膨胀导向装置的结构与布置，构架的布置形式，燃烧设备的布置与接管以及炉膛下端与除渣装置连接的密封方式等因素的影响，并具有相同的特点：

1) 锅炉的热膨胀中心通常与锅炉的对称中心线重合，这是由锅炉结构呈左右对称的特点决定的。

2) 有炉顶罩壳的全悬吊锅炉，膨胀中心点都设在罩壳的顶平面上。

3) 没有炉顶罩壳的全悬吊锅炉，膨胀中心点大致定在水冷壁和后竖井上集箱中心的水平面上，或者顶棚过热器管支吊水平面上。

膨胀中心位置不同，主要表现在沿锅炉深度方向上的不同，但大都定在锅炉形体尺寸最大的炉膛部分。在全悬吊、 $\Pi$ 型锅炉中，膨胀中心定在炉膛中心线上的最为普遍。这是考虑到：

1) 炉膛从形体和质量上看是锅炉中最大最主要部分，而且炉膛的中部和下部在结构上多以炉膛中心线左右、前后对称布置。

2) 布置控制炉体热膨胀方向的导向装置时，结构上容易实施，在四壁传递的热胀导向力比较均衡。

3) 炉膛水冷壁和刚性梁组成的炉膛框架系统与锅炉构架的整体布置上处于较均衡的体系，易于协调各部分的膨胀关系。

4) 炉膛四壁的热膨胀量比较均匀，有利于处理燃烧设备与燃料管道的热膨胀，便于对冷灰斗下端与除渣装置间膨胀密封结构的处理。

5) 使炉顶前后部吊架的结构应力水平更为合理。

对于尾部采用支承形式的受热部件，包括回转式、管式空气预热器和布置在两级管式预热器间的省煤器，应单独确定膨胀中心。

有确定热膨胀系统的各种支承式锅炉，一般不需设立固定的热膨胀中心。

(3) 膨胀中心的结构措施。为了实现锅炉在各运行工况下以膨胀中心为起点的定向热膨胀，必须在明确膨胀中心几何位置的基础上采用相应的结构措施，以保证膨胀中心的位置不发生变化。这些结构被称为膨胀导向装置。同时它还有防止炉体因风荷载、地震荷载偏离原位置的作用。

1) 导向装置的布置。现代大型电站锅炉都是用水冷和汽冷管墙来构成锅炉本体的基本轮廓，膨胀导向装置就布置在锅炉本体和冷态的钢构架之间，使本体产生的热膨胀推力传递给锅炉构架。典型的锅炉热膨胀中心及导向装置如图 3.8-15 所示。对于全悬吊锅炉，其膨胀导向装置的位置应保证：

a. 使膨胀中心线保持垂直，且在任一水平面上没有位移。导向装置布置在过膨胀中心线的  $x$  轴和  $z$  轴与管墙的交点处。

b. 每个导向装置仅能阻止  $x$  或  $z$  轴方向的位移，并不

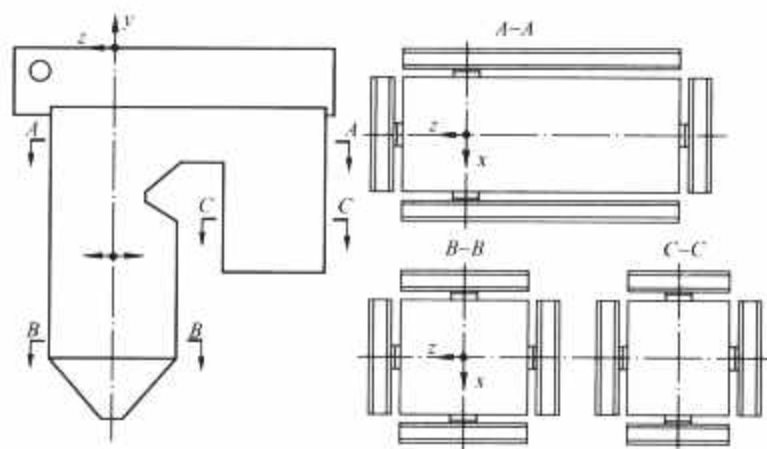


图 3.8-15 典型的锅炉热膨胀中心及导向装置

约束  $y$  轴方向位移。

c. 导向装置总是布置在设有刚性梁的管墙处，水平刚性梁锚固在管墙上的位置应在  $x$  或  $z$  轴方向上。

全悬吊锅炉的热膨胀中心线通常都与其左右对称中心线重合，故左右侧墙上导向装置设置的前后变化，将决定膨胀中心在锅炉深度方向的前后位置。

2) 膨胀导向装置的结构。典型的膨胀导向装置结构如图 3.8-16 所示。膨胀导向装置总是与刚性梁组合在一起，通常被分为两个部分：锚固部分和导向部分。锚固部分又称为限位装置，由焊在管墙上的定位梳形板、与梳形板焊在一起的张力板槽钢、卡块、挡块和刚性梁上的剪力板组成，使刚性梁在连接处相对管墙无位移。导向部分的限位块（焊在刚性梁上）和导向架（焊在钢构架上）呈啮合状，留有保证滑动的微小间隙。这样就可实现管墙以锚固点为零点的沿刚性梁水平方向和锅炉高度方向的可控热膨胀，并保证膨胀中心位置不变。

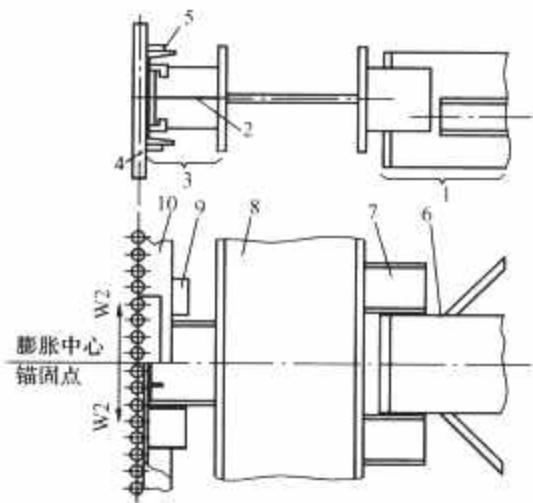


图 3.8-16 典型的膨胀导向装置结构

- 1—导向装置部分；2—剪力板；3—限位装置；  
4—水冷壁管墙；5—梳形板（焊在管墙上）；  
6—导向板（焊在钢架上）；7—限位块；  
8—刚性梁；9—挡块；10—槽钢

因锚固在管墙上的刚性梁一般都位于保温层外，刚性梁不存在热膨胀，使刚性梁外侧的导向部分可以设在沿刚性梁长度方向的任一位置。

一面管墙的一根刚性梁只设一个锚固点，其外侧的导向部分，出于结构稳定和对称的需要，可以设置 2 个。导向部分除了常见的以型钢焊接件支承的啮合式结构，还有以铰接的拉杆、曲柄、阻尼器来导向的结构。当导向装置的水平刚性梁与附近锅炉构架梁标高不匹配时，也可以在相邻的刚性梁间架立式刚性梁与生根在构架梁上的导向架啮合，并能可靠地传递荷载。

3) 导向荷载。热胀导向荷载是指锅炉运行时, 部件发生的热胀推力及各部件重心位移的重力分量等作用力综合作用在导向装置上的总反力。它从炉体管墙通过导向装置传递给锅炉构架, 其大小和各导向装置承担的导向区域质量、热胀水平位移、热胀中心位置等因素有关。导向装置结构设计时, 除考虑导向荷载外, 还需考虑可能存在的临时风荷载、地震荷载和炉膛内的烟气压力荷载。导向装置的设计导向荷载应取三种临时荷载中的最大值与持续作用的热胀荷载之和。

4) 导向装置的强度计算。导向装置是一个要传递较大荷载的承载结构, 应按设计导向荷载计算锚固部分和导向部分, 确定其结构尺寸, 并把各部分的应力水平控制在许用应力范围内。

### 3.1.2.3 锅炉主要位置的膨胀量计算

当锅炉确定了热膨胀中心并采取了有效的导向结构措施后, 锅炉整体的热膨胀得到有规律的控制, 它将以热膨胀中心点为膨胀零点, 沿着预定的导向方向膨胀。一般来说, 从锅炉整体看, 在锅炉最大连续出力工况下, 各部件达到最大的热膨胀量。但从局部来看, 部分部件的热膨胀位移值, 有可能出现在启动或其他工况下, 例如变压运行锅炉的低负荷工况。

(1) 热膨胀的计算温度。计算锅炉部件总体宏观热膨胀位移的计算温度, 应是受热部件在锅炉最大连续出力工况下预计的最高工作温度, 并且表现为金属截面的平均值。它是在锅炉热力性能设计后确定的, 不包括在运行中允许的短时或局部的温度偏差。热膨胀位移的计算温度与受压部件管道系统柔性分析取用的计算温度是一致的, 它不同于强度计算时用以确定材料许用应力的温度, 后者要考虑最大的局部偏差。

(2) 锅炉最大连续出力工况。

1) 在悬吊式锅炉的炉顶罩壳内, 顶部吊杆的计算温度取顶棚过热器中工质温度加  $50^{\circ}\text{C}$ , 汽包吊架应取为汽包内的饱和水温度; 吊杆处于罩壳外的部分, 则按不受热计。对于没有炉顶罩壳的锅炉, 未被保温的吊杆按其环境空气温度或不受热计; 被保温的吊杆按保温情况考虑。

2) 锅炉烟道外不受热、保温良好的集箱、管排、连接管道, 它们的计算温度应取内部的工质平均温度。

3) 水冷壁、饱和汽冷却管墙的计算温度应取汽包内饱和水温度。

4) 烟道内受热面管子的计算温度, 按锅炉热力计算确定的管段平均温度。

5) 锅炉烟、风道的计算温度取其内烟气或空气平均温度。

6) 对于由不同钢材构成的计算元件, 其膨胀量应视材料类别进行分段处理。

(3) 锅炉冷态启动工况。随锅炉种类、结构形式的不同, 锅炉各部分的温度分布通常是不一样的。下面是有炉顶罩壳的倒 U 型布置亚临界参数锅炉的经验数据:

1) 炉顶吊杆在升压过程中比顶棚过热器低  $55^{\circ}\text{C}$ , 当负荷大于  $10\%$  之后, 可为比顶棚过热器高  $40^{\circ}\text{C}$ 。

2) 水冷壁在过热器中无蒸汽流过时为  $170^{\circ}\text{C}$ , 有蒸汽流过时为  $280^{\circ}\text{C}$ 。

3) 顶棚过热器中无蒸汽流过时, 大屏与后屏部分为  $390^{\circ}\text{C}$ , 后屏出口至后墙水冷壁吊挂管之间为  $330^{\circ}\text{C}$ , 后墙水冷壁吊挂管到后竖井这部分为  $280^{\circ}\text{C}$ 。

4) 过热器出口集箱在启动中为  $167^{\circ}\text{C}$ 。

5) 再热器出口集箱在启动中为  $180^{\circ}\text{C}$ 。

6) 后竖井包墙管(汽冷管)为  $265^{\circ}\text{C}$ 。

7) 省煤器进口给水温度为  $125^{\circ}\text{C}$ 。

8) 对壁式再热器入口集箱, 当前墙水冷壁为  $250^{\circ}\text{C}$ 、再热器无蒸汽流过时为  $110^{\circ}\text{C}$ ; 当前墙水冷壁为  $280^{\circ}\text{C}$ 、再热器有蒸汽流过(汽轮机冲转)时为  $150^{\circ}\text{C}$ 。

### 3.1.2.4 炉主要接口位置的膨胀量计算

锅炉热力参数确定和总体布置完成后, 锅炉膨胀中心和各主要接口的位置就确定了。计算各主要接口的膨胀位移时, 不考虑部件在运行中可能出现的局部热偏差, 其各部分均被视为刚体, 不考虑由于重力、外加荷载引起的位移或变形。

通常锅炉主要对外接口包括过热器出口, 再热器进/出口, 省煤器进口, 燃烧器一、二、三次风接口, 空气预热器烟风接口, 各灰渣接口等。不同形式的锅炉设置的膨胀中心不一定是唯一的, 计算各接口的膨胀位移时, 应根据各自膨胀中心的位置进行计算。某一接口在一定方向上的膨胀量, 往往是各相对膨胀中心的几个元件膨胀量的叠加值。

## 3.2 锅炉的密封

锅炉的密封是为防止炉内烟气外泄和炉外冷空气漏入炉内。密封的好坏直接关系到锅炉运行的安全性和经济性, 因此, 在锅炉设计中, 如果密封环节考虑不周, 将造成烟气泄漏、炉顶超温、平台积灰, 严重者会危及人身安全, 并造成严重的环境污染。漏入炉内的冷空气还会加大漏风系数, 增大排烟损失, 影响炉内燃烧, 降低了锅炉运行的经济性。

要解决锅炉的密封, 必须首先解决锅炉的一次金属件的密封。所谓一次金属件的密封是指穿墙管根部和接缝根部以及所有的受热面系统, 用加装金属件来完成锅炉的整体密封。

采用全密封炉体、轻质炉墙是大机组的需要。但轻质炉墙的采用必须以全密封的炉体为前提, 因此正压锅炉与负压锅炉在密封要求方面已没有本质上的差别。

### 3.2.1 密封设计的基本要求

为了实现锅炉的整体密封, 必须进行金属密封件的结构设计。对平衡通风和微正压锅炉而言, 为了实现良好的密封, 应从以下几个方面对密封设计予以考虑。

#### 3.2.1.1 整体性

在锅炉整体方案设计和设计阶段应周密考虑密封的措施, 特别对管子穿墙节距的配合、受热面的合理布置、集箱的相对位置、各类门孔的让管结构, 以及工地施焊条件等。

(1) 充分利用结构特点。要充分利用膜式管屏的密封优点, 解决锅炉本体大面积的密封。在这基础上, 对顶棚、包墙、穿墙等部位应合理协调, 采取相应的密封措施来实现整个炉体的全密封。

(2) 正确考虑炉顶密封。锅炉的炉顶必须按微正压密封要求设计, 炉顶大罩壳不能作为一次密封手段。

锅炉的炉顶通常集中了大量的受热面穿管, 吊杆和各类连接管, 结构复杂, 密封设计难度较大, 施工条件差。一旦发生泄漏将直接威胁炉顶吊杆和各类连接管的安全使用, 同时泄漏的烟灰长期堆积在炉顶, 给吊杆增加额外的荷载也会影响锅炉的安全性。由此可见, 炉顶按微正压密封要求设计可以有效防止泄漏。

(3) 重点处理一次密封。在密封措施方面, 应将一次密封作为重点。一次密封是第一道密封, 如果处理得好就会对



炉体密封产生良好的作用。

1) 密封的防护。炉体各类门孔的密封必须考虑防焦、防高温和防积灰等特点,合理选用密封材料和选择合适的密封结构形式。综上所述,只有把炉体的密封处理好,才会使炉体采用轻型炉墙得到保证。

密封设计主要考虑安装焊接、热应力、热膨胀以及密封件材料的性能及选取。

2) 安装焊接。要保证密封措施的实现,焊接是关键。现场焊接最重要的条件是焊缝容易被看见,并且有足够的施焊空间。因此,在锅炉整体布置时必须从炉子的选型、受热面布置、管子节距的选取以及集箱的位置方面多考虑密封措施实现的可能性,否则,密封就难以保证。

在工地整体水压试验后进行的密封焊接,要求密封件尽量避免与受压元件直接相焊。

另外,密封件需要直接与集箱焊时,必须在集箱设计制造中考虑预埋件,并同集箱一起在制造厂内整体热处理,在工地焊接密封件时,密封件直接与集箱上预埋件相焊。

### 3.2.1.2 热应力

由于密封件受温度影响,与被焊元件存在一定的温差,密封件存在热应力。

因此,要尽量减小密封件在高温烟气中的暴露面积,以降低它的金属温度,减小它与被焊元件之间的温差;密封件材料尽量选用与被焊元件相近的材质;当密封件暴露在高温烟气中的面积较大时,可以采用分段或切槽的办法来降低热应力,并增设第二道密封。

### 3.2.1.3 热膨胀

在密封设计中往往会遇到管子组件之间的膨胀量和方向不一致,通常解决的办法是采用“柔性”密封结构。而所谓“柔性”密封是相对“刚性”而言,是指密封件采用刚性较小的薄钢板件,而且结构上带有柔性,容易变形,能吸收多向膨胀。

## 3.2.2 影响锅炉密封的因素

### 3.2.2.1 炉型

锅炉炉型往往决定着锅炉实现全密封的难易程度。锅炉常用的炉型有箱式、塔式、背靠背型、Π型等。对箱式炉、塔式炉而言,整个炉壁都用水冷壁包封,有利于采用膜式壁结构,而且每面墙工质温度都一样,膨胀与密封较易解决。

对最常用的Π型炉而言,由于炉顶布置有众多的受热面穿管,密封问题比较突出。下面针对该炉型的结构与密封的关系分述如下:

(1) 膨胀中心的正确设立。只有在膨胀中心确定以后,才能正确判断锅炉各组件的膨胀方向和计算膨胀量。

(2) Π型炉前吊后支结构的密封处理。“前吊后支”锅炉,必然存在一条交缝,有的锅炉将交缝设在炉膛出口处。

(3) “背靠背”型锅炉尾部处理。“背靠背”型锅炉在设计尾部烟道护板时,应特别注意不能将尾部护板与炉膛水冷壁直接相焊,因为它们之间存在较大的温差,相焊后膨胀问题难以处理。

交接缝往往是发生泄漏的主要区域,密封措施较难实现。因而,在锅炉整体布置初设阶段和技术设计期间,应尽量合理布置,减少交接缝。

### 3.2.2.2 局部穿墙结构的合理协调

由于受热面布置在炉内,管子穿墙无法避免,如果穿墙部分未处理好,会给密封的设计和安装带来很大的困难。但由于结构限制,又不得不作一些结构上的协调。另外,由于穿墙管与墙管之间存在相对的膨胀,对密封件的材质(耐热

性、可焊性以及冷加工成型等)选取,热补偿能力等都应特别注意,同时密封件的施焊空间也要考虑周全,否则,设计得再好的密封结构,由于不能施焊也将使密封不能实现。上述这些问题的解决办法如下:

(1) 梳形板密封结构与施焊。梳形板的密封结构,关键是施工焊接。当穿墙管节距较大,焊工手臂可以伸入管间,焊条能接触到焊缝。这时密封较易于实现,而且还容易保证焊接质量。

(2) 对不规则穿墙管和不易装梳形板的穿墙管密封。有些区域由于结构限制,穿墙管一穿出墙面便开始进入集箱,或者穿墙管不规则穿出墙面,对这些穿墙管的密封处理需采用局部包封结构。

(3) 对有特殊要求的穿墙管。对有特殊要求的穿墙部位,例如具有较大的垂直位移或多向位移的穿墙管,多采用膨胀节来处理。

### 3.2.2.3 施工与运行

除了炉型和密封结构设计对锅炉密封有重大影响外,工地施工质量与运行水平也是影响锅炉密封的重要因素。

(1) 施工。施工单位在施工前应熟悉图样、了解结构,施工后应对施工质量特别是焊接质量进行认真仔细的检查。在锅炉投运前还应对所有密封焊缝进行仔细检查,对密封焊缝漏焊和焊高不够的地方作出记录并进行返修。此外,还要检查炉顶各吊点的膨胀间隙和方向是否与图样一致,如发现问题,应予以改正。

(2) 运行。一般负压燃烧锅炉控制炉膛出口负压为一(19.6~49) Pa,由于负压测点位置往往离炉顶有一定距离(有的可达5~6m),因而炉顶实际上处于微正压状态。送、引风机的压力波动或炉内燃烧不稳定都会使炉内压力波动,对密封不严处就会产生漏气现象。如果电厂运行中,屡次灭火打炮,就可能拉裂焊缝,损坏密封,发生烟气泄漏。

另外,由于各电网的负荷要求,有些锅炉处于调峰运行,如果对密封的应力考虑不全,还会产生材料的交变应力,以致疲劳损坏,也会造成泄漏。

综上所述,设计、施工和运行是提高锅炉密封质量的三个重要环节。

## 3.2.3 锅炉密封元件的结构设计

### 3.2.3.1 膜式管屏的各类密封

膜式水冷壁和膜式包墙管屏从密封角度看,已经解决了大面积的密封,下面主要介绍管屏之间的交接缝、让孔及开孔处的密封。

(1) 各侧水冷壁和包墙管屏之间交接缝的密封。梳形板通常作为角缝的密封件,但由于梳形板制造误差和管屏管间节距组装偏差,使梳形板安装时不易对准。为排除节距的影响,可采用单块的密封塞块。大节距的密封塞块可用钢板冲压成形,小节距的密封塞块可采用精密铸件或锻件来完成。

密封塞块特别适合于斜面交缝的密封,如冷灰斗斜底、折焰角及水平烟道斜底等,为降低温度,塞块的密封端和折板应位于炉外一侧。

采用密封塞块来完成各处交接缝的密封,优点是密封塞块可以在制造厂内与管屏一道焊接出厂,而工地只需将折板焊上即完成密封措施。

(2) 后水冷壁斜底与包墙管屏的连接处密封。该处密封主要考虑沿炉膛宽度方向上的膨胀问题,所以采用了膨胀节。先在侧水冷壁和侧包墙连接处焊上密封塞块,然后分别在后水冷壁斜底和前墙上焊梳形板,再焊上膨胀节,同时在管子和密封件之间填充耐火材料。

(3) 管屏上各类门孔的穿墙根部密封。为了防焦,让耐火材料生根,在人孔、门孔、小孔让开管子的地方应补焊鳍片。

(4) 膜式壁与顶棚之间的配合。为了密封的需要,膜式壁上的鳍片应高出顶棚标高,而且在膜式管屏一定标高位置应预焊密封塞块。

### 3.2.3.2 燃烧器与炉膛水冷壁连接处密封

燃烧器与水冷壁之间往往是通过燃烧器风箱与水冷壁连接来实现密封。燃烧器的重量一部分由水冷壁来支承,另一部分由弹簧吊架或恒力吊架来解决。四角切圆燃烧的燃烧器与炉膛水冷壁的密封主要由角部风箱与水冷壁全焊接来实现。还有一种形式是完全由角部水冷壁弯管后加焊扁钢来实现,风箱布置在水冷壁的两侧墙上。

总之,无论采用哪一种密封形式,都应该考虑到密封不能影响燃烧器的动作(如摆动)或检修,否则密封就不易达到要求。

### 3.2.3.3 锅炉顶棚的密封

顶棚的密封设计是整个锅炉密封中最关键的环节,特别是Ⅱ型锅炉的顶棚,穿管特别多,有过热器、再热器、水冷壁拉稀管、包墙系统拉稀管以及省煤器悬吊管等,同时支吊顶棚及受热面的吊杆也特别密集,给顶棚的密封设计、安装都带来诸多的困难,下面就顶棚的密封分述如下:

(1) 炉膛顶部的顶棚密封。由于炉膛顶棚区域布置有全大屏过热器,片数较少,该区域除穿管屏以外采用膜式壁结构,该区域密封的重点主要是穿墙管屏密封及与水冷壁接缝处的密封。

(2) 水平烟道及后竖井区域的顶棚密封。由于水平烟道及后竖井区域布置有悬吊式后屏、高温过热器、高温再热器以及低温再热器,同时还有后水冷壁拉稀管、后竖井拉稀屏及省煤器悬吊管等,顶棚管不能作成膜式壁结构,而只能成为单管形式,因此,此区域的密封以采用内护板结构为主。

(3) 顶棚与四周管屏连接处密封。

(4) 顶棚区域的内护板结构。在顶棚水平烟道和后竖井区域,由于炉顶布置了众多的对流管束,对流管束之间采用“梳形密封支承结构”,该结构集支承和密封为一身。对流管束通过密封弯板进行密封,其重量通过焊在密封弯板上的支承板传至端板,并通过吊杆传至炉顶钢架上。在两对流管束之间的顶棚管上敷设一层耐火材料,然后焊上具有膨胀折边的密封内护板。

综上所述,密封结构的选取应遵循以下原则:第一道密封应采用耐热钢卡封,以遮蔽高温辐射,并方便耐火材料生根;第二道密封用普通薄钢板密封焊接,并设计成具有一定柔性的结构。同时应考虑施工时水压试验与焊接的顺序。

### 3.2.3.4 炉顶大罩壳的密封

炉顶大罩壳往往作为顶棚密封的第二道密封环节,由于大罩壳结构大都采用护板结构,对整体大面积密封已经解决,而着重点主要在炉顶穿接管、吊杆以及与四周管屏接缝处的密封。

(1) 炉顶大罩壳护板穿过接管与吊杆的密封。全悬吊式带大罩壳的锅炉,炉顶穿吊杆数量特别多,有弹性吊杆、刚性吊杆;同时连接管的穿入穿出,例如过热器、再热器出口导管的穿墙,汽包封头的穿出等,都是密封设计不可忽略的地方。

对于刚性吊杆穿出大罩壳护板的密封结构,由于在膨胀中心设定时大罩壳顶护板已作为垂直热膨胀的零点,因而刚性吊杆可与顶护板直接焊死。

弹性吊杆和有热胀差的连接管穿护板的密封结构,由于存在热胀差,必须考虑柔性密封。如果位移量特别大时,应考虑用膨胀节(如过热器、再热器出口导管的密封结构)。

(2) 大罩壳与四周管屏之间的连接处密封。由于大罩壳护板结构是护板在外,内侧敷设保温层,因而大罩壳护板实际上为冷态,与之相连接的四周管屏均为热态,两者之间温差大,膨胀比较复杂,因而采用的密封大都为非金属膨胀节或者能吸收多维膨胀的金属密封装置。

### 3.2.3.5 垂直管屏的穿墙密封

管屏的穿墙处密封主要包括穿墙根部的填缝结构、管屏管子上的梳形板密封结构或者梳形套密封结构,如有结构限制,密封结构还可能采用局部包封或者箱壳式结构。

### 3.2.3.6 后竖井环形集箱与护板连接的密封

由于后竖井包墙的环形集箱与下部的护板金属壁温不同,加之角部因让管,耐火材料会暴露与高温烟气接触,须避免直接以钢板连接起来的单层密封结构,通常可分作两层来处理:内层是在包墙管屏界面上以能承受当地烟温的钢板(含有热膨胀缝)为内“密封”,主要是起遮挡作用,保护角部耐火材料;外层是以有一定柔性的或有伸缩膨胀节的密封板将外侧包起来作为外密封,起到真正的防烟气泄漏的密封。

### 3.2.3.7 水冷壁冷灰斗下部的密封

全悬吊的锅炉,水冷壁底部不但向下膨胀,而且随着锅炉膨胀中心的不同还存在水平方向的位移,因此,该处的密封大都采用水封。水封槽置于渣斗上口,在水槽炉内侧置一防护围板,阻止热辐射和防飞灰落入水槽内。由于地处高温区,防护围板大多采用不锈钢,或用耐热铸件拼接,也可采用不锈钢网,并挂在冷灰斗底部。

### 3.2.3.8 门和孔的密封

门和孔的密封除了让孔弯管的填封以外,外围门和孔的结构也需要考虑密封措施,特别在炉膛及高温烟气区域的人孔、观察孔、吹灰孔以及各类测量孔、打焦孔等,密封的形式和施焊方法都必须引起重视。

## 3.3 锅炉的支吊装置

随着锅炉容量的增大和蒸汽参数的提高,锅炉的结构日趋复杂,其形体尺寸越庞大,锅炉本体的自重也越增大。在解决锅炉本体,尤其是承压部件的支承方式和建立合理的锅炉热膨胀体系中,悬吊结构得到了广泛应用。在大中型锅炉机组中,几乎都采用全悬吊的支吊系统。把除空气预热器外的锅炉本体各承压部件,附着在承压件上的燃烧设备、刚性梁、炉墙保温、各类门孔、烟风道、炉顶罩壳等,通过各支吊装置吊挂在锅炉顶板梁格上,并经主梁将载荷传给锅炉炉架柱子。有时还要考虑风、雪和地震引起的临时荷载,再加上安装、启动和运行等工况的影响,支吊装置还要在高温下承受热膨胀带来的端部附加位移。

锅炉的支吊系统必须与整台锅炉结构布置系统和热膨胀系统达到相互协调配合。在安装、启动和运行等工况下,支吊装置既要安全可靠地承受各部件各种荷载的作用,又要选择合适的约束形式,尽量减少对被支吊部件膨胀或位移的限制。锅炉支吊系统应力求简单合理,支吊装置应力求选用成熟的安全可靠而又经济适用的结构形式,以方便制造、安装和运行维护。

### 3.3.1 支吊装置的基本类型及结构形式

#### 3.3.1.1 支吊装置的功能

(1) 承受部件荷载。作用于支吊装置上的部件荷载为永



久（持续）荷载和偶然（临时）荷载的总和。

(2) 限制部件位移。部件的位移限制指对线位移或角位移进行适当约束和限制。

(3) 减小部件振动。由于工质流动或排放，或由于风与地震的作用都可能引起部件振动。设置某种支吊架可提高部件的刚度，可降低部件的振动效应。

3.3.1.2 支吊装置的基本类型及结构形式

(1) 承重支吊架。按承载结构和部件在空间的相对位置又分为支架和吊架。支架的承重部件主要受压缩荷载，吊架的承重部件主要受拉伸荷载。

承重支吊架按支吊部件在垂直位移时，支吊荷重的变化又分作刚性支吊架、可变力支吊架和恒力支吊架。

1) 刚性支吊架是对垂直方向位移进行刚性约束，它用在没有垂直位移或垂直位移很小且又允许约束的地方。

2) 可变力支吊架的支承力是随着位移的变化而变化的。在发生垂直位移过程中，为防止支吊架荷载过分偏离，或防止过大的载荷转移，弹簧支吊架适用于垂直位移不太大的地方。

3) 恒力支吊架在理论上对部件任何方向的位移都不产生约束力和力矩，在整个位移过程中恒力支吊架荷载与部件荷载始终平衡。它适用于位移大或需限制转移荷载的地方。

(2) 限位支吊架装置。该支吊架装置可对支吊部件在支吊点由热膨胀引起的线位移或角位移进行约束或限制。能同时承重的称限位支吊架，不能承重的称限位装置。

限位装置用于对部件某一方向或某些方向位移限制的地方。导向支架用于引导部件水平位移并能承重的支架。固定支架用于在固定点不允许部件有任何方向的线位移和角位移的地方。

(3) 控制振动装置。该装置可用于控制部件摆动、振动或流体排放时排放反力的作用。通常使用下列两种：减振装置可用于控制流体对管道产生的持续性振动，或用于控制部件任何频率和任何振幅的摆动和振动；阻尼装置可用于控制如安全阀排放反力而又限制管道自由热膨胀的地方。

3.3.2 锅炉支吊装置的典型布置

3.3.2.1 炉顶支吊装置的布置

炉顶吊架装置的布置见表 3.8-33。

表 3.8-33 炉顶吊架装置的布置

名 称		吊架装置布置要点	
包墙管上集箱		包括炉膛前墙、侧墙和后墙上集箱，后竖井前墙出口集箱，侧墙上集箱，侧墙上入口集箱和侧墙延伸出口集箱等选用刚性吊架，应满足强度和温度要求	
顶棚管		选用刚性吊架，除满足常规设计要求外，还应分析顶棚管承受炉膛设计压力作用时对吊架的影响	
过热器和再热器分段集箱	进口	刚性吊架或弹簧吊架	吊点应具有合理连续的跨距，尽可能以集箱的中点对称布置
	出口	弹簧吊架	
过热器和再热器不分段集箱	进口	刚性吊架或弹簧吊架	吊点应具有合理连续的跨距，尽可能以集箱的中点对称布置
	出口	弹簧吊架	
引出管		可采用适当结构的过渡梁把几根引出管一起支吊在顶梁上	
预位移 (推荐使用)		一般情况下，炉顶受压部件支吊点的水平膨胀量小于 25mm 时，不预位移；炉顶受压部件支吊点的水平膨胀量大于 25mm 时，预位移	

3.3.2.2 管道支吊装置的布置

管道支吊装置的设计布置应按每个管系的具体情况确定，应注意下述要点：

1) 应注意支吊点位置、支吊架功能和形式的正确选择。

2) 应注意正确确定支吊架的反力，还需考虑不同运行工况下热胀变形对荷载分配的影响。

3) 在水平管道上布置多个支吊架时，支吊架间的跨距应按规范中管道的强度条件和刚度条件来确定。

4) 对于柔性较大的管道，可适当设导向限位装置和减振装置。

5) 在柔度较大的管道，在热位移较小的地方可试选刚性支吊架；对管道中垂直段较长时，可在该段重心上方试选用刚性支吊架；最后可通过应力分析检验是否恰当。

6) 布置支吊位置时，还应充分考虑支吊架的生根条件，简化荷载传递的途径。

3.3.3 燃烧设备吊架装置的布置

燃烧设备常用的支吊方式见表 3.8-34。

表 3.8-34 燃烧设备常用的支吊方式

名称		支吊方式	用途	适用范围
燃烧器入口前送风管道		可变弹簧吊架	补偿管道及燃烧器的膨胀位移	各容量等级机组
旋流式燃烧器	燃烧器	可变弹簧吊架、平衡重锤或恒力弹簧吊架	补偿燃烧器与水冷壁之间的相对胀差	中、小容量锅炉
	风箱	平衡重锤或可变弹簧吊架		
直流式燃烧器	燃烧器	与水冷壁焊接连接，平衡重锤（或恒力弹簧吊架）与水冷壁共同支承	减小燃烧器与水冷壁之间的相对胀差	中、小容量锅炉
	风箱	平衡重锤或恒力弹簧吊架		
	燃烧器、风箱	与水冷壁螺栓连接，由水冷壁支承	减小燃烧器与水冷壁之间的相对胀差。结构简单、制造方便	大、中容量锅炉
	燃烧器	与水冷壁相对滑移连接	一般不推荐使用	塔式锅炉、瘦高型炉膛锅炉

3.3.4 吊杆装置强度计算的基本参数

3.3.4.1 计算荷载

(1) 作用于吊杆装置的荷载与荷载统计见表 3.8-35。

表 3.8-35 作用于吊杆装置的荷载与荷载统计

荷载种类		统计项目	统 计 内 容
永久荷载 $F_1$	固定荷载	金属质量	汽包及附件、集箱、连接管道、受热面管子、鳍片及焊缝、护板、燃烧设备、水平刚性梁、铰形类、夹箍等
		工质质量	受压部件的水重。对于蒸汽受压件，不计工质质量，但应考虑冷态水压试验时吊杆的刚度（此时材料的许用应力可放宽到室温下最低屈服强度的 80%）
		保温质量	耐火材料、保温材料、炉墙、保护层和附件等
		吊杆装置质量	吊杆、耳板、销轴等受力构件
		其他荷载	热膨胀荷载、外部管道推力、安装时的冷拉力和预紧力等

续表

荷载种类	统计项目	统计内容
永久荷载 $F_1$	固定荷载	积灰和结渣质量
	固定荷载	积雪荷载
	固定荷载	炉膛设计压力荷载
瞬时荷载 $F_2$	瞬时荷载	锅炉设计所允许的炉膛瞬时燃爆压力或炉膛最大内爆压力
	瞬时荷载	安全阀或排汽阀的排放反力
	瞬时荷载	其他瞬时荷载，如风力、地震力等

(2) 吊杆装置所承受的荷载应包括作用于吊杆上的各项永久荷载和瞬时荷载的总和。

(3) 锅炉受热面的结渣平均厚度按表 3.8-36 选取，结渣重度，对固态排渣炉取 $(10\sim12)\text{kN/m}^3$ ，对液态排渣炉取 $(12\sim14)\text{kN/m}^3$ 。

表 3.8-36 结渣平均厚度

名称	结渣部位	平均厚度 (mm)
炉膛前墙	水平烟道底部管子标高处至冷灰斗底部	38
炉膛后墙	折焰角至冷灰斗底部	38
分隔屏	蒸汽冷却定位管的中心线到屏的底部 (按屏的一侧计算)	38
高温过热器和高温再热器管排	管排底部到三分之一垂直高度 (按两侧计算)	38
后屏	屏的底部到三分之一垂直高度 (按屏的两侧计算)	38
双面水冷壁	水平烟道底部管子标高处至冷灰斗底部 (按两侧计算)	38
炉膛两侧墙	水平烟道底部管子标高处至冷灰斗底部	25
已燃带		100

(4) 锅炉受热面的积灰平均厚度按表 3.8-37 选取，积灰重度取 $(8\sim10)\text{kN/m}^3$ 。

表 3.8-37 积灰平均厚度

积灰部位	积灰厚度 (mm)
炉顶大罩壳底部	200
水平烟道 (从炉膛后墙至后竖井前墙)	200
水平烟道底部及倾斜部管屏 (倾斜度不大于 $40^\circ$ )	400
上述烟道倾斜部管屏 (倾斜度大于 $40^\circ$ )	假定不积灰
水平烟道处过热器	
后竖井水平过热器	
省煤器顶部	38
灰斗 (其荷载由后竖井四侧包墙管承受)	按充满整个灰斗的容积计算
冷灰斗密封区	200

(5) 吊杆装置的荷载统计应根据各部件初始统计值的准确程度予以适当修正，然后再按表 3.8-38 进行修正。

表 3.8-38 计算荷载的修正系数

符号	名称	取值
$\eta_1$	荷载统计修正系数	普通吊杆
		汽包吊杆
$\eta_2$	荷载分配不均匀系数	管道和集箱吊杆
		汽包单 U 形吊杆
		汽包双 U 形吊杆
		应力分析荷载
$\eta$	计算荷载修正系数	$\eta = \eta_1 \eta_2$

(6) 吊杆装置的总计算荷载。当部件仅有永久荷载作用时，按下式计算，即

$$F = \eta F_1$$

当部件既有永久荷载  $F_1$ ，又有偶然荷载  $F_2$  作用时，取下列两式的较大值，即

$$F = \eta F_1, F = \eta(F_1 + F_2)$$

(7) 进行总计算荷载分配。根据各部件吊杆装置的布置形式和数目将部件的总计算荷载进行分配，确定每根吊杆的计算荷载  $F_c$ 。

(8) 某些部件的荷载分配还应考虑热态时荷载的再分配。吊杆装置所承受的荷载应包括作用于吊杆上的各项永久荷载和瞬时荷载的总和。

3.3.4.2 计算温度

(1) 应按吊杆装置在锅炉的各种工况下偏于危险的温度状态确定其强度计算的计算温度。

(2) 吊杆装置在各个部位所对应的计算温度按表 3.8-39 确定。

表 3.8-39 吊杆装置各部位计算温度

名称	工作位置		计算温度	
环境温度	无密封罩壳或密封罩壳外的炉顶		100℃	
	密封罩壳内的炉顶		自然循环锅炉：顶棚管（工质温度）+55℃ 复合循环锅炉：顶棚管（工质温度）+55℃	
	烟道内部		烟气温度（取额定工况下“锅炉热力计算书”的数据）	
吊杆装置温度	汽包吊杆	螺纹端或固定端	20℃	
		汽包端	汽包工作压力下饱和温度	
	普通吊杆	被支吊受压件的工质温度小于环境温度	环境温度	
		被支吊受压件的工质温度大于环境温度	通过绝热管束无套管的吊杆或与集箱、连接管或管束直接接触的吊杆	（工质温度）+ $\Delta t$ ℃
			通过绝热管束有套管的吊杆或与靠近集箱、连接管或管束的吊杆	（工质温度）- 100℃ + $\Delta t$ ℃
	通过不绝热管束但并不与管束或连接管相接触的吊杆	（工质温度）- 28℃ + $\Delta t$ ℃		

注 1. 工质温度指受压件中工质的平均温度。  
2. 被支吊受压件包括集箱、管子和管道。



(3) 表 3.8-39 中计算温度的附加值  $\Delta t$  可参考表 3.8-40 选用。

表 3.8-40 附加温度值 $\Delta t$		
顶棚穿墙管密封情况	部位	$\Delta t$ (°C)
有可靠密封	炉顶	0
	炉膛上部炉顶	40~50
	水平烟道炉顶	20~30
无可靠密封	后竖井烟道炉顶	0~20

(4) 无密封罩壳的炉顶吊杆沿长度上任意点的计算温度可以按下式计算, 即:

$$t_p = (t_t + t_a)/2 - 30L_p$$

式中:  $t_p$  为吊杆上任意一点  $P$  的计算温度, °C (如果计算值小于  $t_a$ , 则  $t_p = t_a$ );  $t_t$  为集箱、管子或管道的工质温度, °C;  $t_a$  为环境温度, °C;  $L_p$  为  $P$  点至保温层表面的距离, m。

(5) 保温层表面处吊杆受力构件的计算温度  $t_w$  (°C) 取受压件的工质温度与环境温度的平均值, 即

$$t_w = (t_t + t_a)/2$$

3.3.4.3 材料及许用应力

(1) 吊杆装置所选用的材料应符合国家标准或行业标准的有关规定。

(2) 吊杆装置的材料应根据受力构件的类别和计算温度选用。工作温度较高的受力构件应考虑材料的高温性能。

(3) 吊杆装置中的焊接连接结构应选用焊接性较好的材料并要考虑其热处理要求。

(4) 吊杆装置常用构件的材料及许用应力和最高许用壁温可参考相关资料。

(5) 许用应力的修正:

1) 对布置在烟道内的受力构件, 当烟气温度小于或等于 600°C 时, 其许用应力取以上所得数的 95%; 当大于 600°C 时, 取 90%。

2) 锻件的许用应力, 当锻坯为轧材时, 取以上所得数值的 100%; 当锻坯为钢锭时, 取 90%。

3) 碳钢或低合金钢受力构件如计算温度小于或等于 350°C; 其他合金钢小于或等于 400°C, 在确定许用应力时不考虑持久强度。

3.3.5 支吊架装置的强度计算

3.3.5.1 刚性支吊架装置

刚性支吊架是对被支吊部件某一(或某些)方向给予刚性约束, 以限制该方向位移并承受该方向的荷载。使用最普遍的是在垂直方向限位, 并将荷载传递到其上方承载结构上的刚性吊架。

吊杆的设计应考虑可能出现的最大荷载来确定其截面直径, 并考虑环境温度条件选用合适的材料。当吊点有较大水平位移时, 应考虑弯矩对它的影响。

刚性支吊架装置的强度计算可参考有关资料。

3.3.5.2 可变弹簧支吊架装置

(1) 可变弹簧支吊架的结构。可变弹簧支吊架是指垂直位移不太大, 并将荷载传递到其上方承载结构上的弹簧吊架。若将荷载传递到吊点下方承载结构上的为弹簧支架。是指随着所吊部件位移变化, 支吊架的荷载将变化。

(2) 选用原则。在弹簧既能承受冷态荷载, 又能承受热态荷载, 并能满足荷载变化系数不超过使用要求的前提下, 力求选用较小规格的弹簧吊架装置。

吊架装置配用的吊杆与刚性吊杆要求相同。

(3) 应根据支承工作荷载和位移量, 按国家标准 JB/T 8130.2—1999《可变弹簧支吊架》或其他行业标准(或产品目录)选用合适的可变弹簧支吊架。

(4) 可变弹簧支吊架的制造、安装和调整应按上述标准规定。

(5) 可变弹簧支吊架的主要受力元件, 特别是配用的吊杆应满足本节中有关强度的计算要求。

3.3.5.3 恒力支吊架装置

(1) 恒力支吊架的结构。恒力支吊架其工作原理是力矩平衡, 即支吊荷载对主转轴的力矩与弹簧变形的弹力对主转轴的力矩始终保持平衡。

(2) 恒力弹簧吊架装置的技术参数和尺寸应符合国家标准或行业标准的有关规定。

(3) 应根据荷载容量的大小及位移量, 按 JB/T 8130.2—1999或其他行业标准(或产品目录)选用合适的恒力弹簧支吊架。

(4) 选用恒力弹簧吊架装置时, 还应考虑装置本身需要的安装空间尺寸和管道设备的布置情况, 以及吊装整体布置的要求。

(5) 恒力弹簧吊架装置的各受力构件应满足本章中有关的强度要求。

3.3.5.4 吊杆装置连接耳板的结构要求

连接耳板的结构要求见下式, 即

$$b - d_h \leq 8\delta$$

$$b - d_h/b = 0.35 \sim 0.55$$

$$h > 2/3(b - d_h)$$

式中:  $b$  为耳板宽度, mm;  $d_h$  为耳板开孔直径, mm;  $\delta$  为耳板厚度, mm;  $h$  为耳板最小剪切高度, mm。

3.3.5.5 U型夹的选用

(1) U型夹的选用应符合国家标准和行业标准的有关规定。

(2) U型夹材料的表面质量、化学成分和力学性能等可参考 GB/T 699—1999《优质碳素结构钢》的规定。

(3) U型夹一般选用锻件。螺纹精度一般为 6H。

3.3.5.6 其他受力构件

(1) 过渡梁主要结构尺寸推荐值见表 3.8-41。

表 3.8-41 过渡梁结构尺寸				mm
螺纹公称直径 $d$		腹板间距 $S_b$	垫板尺寸 $b \times l \times \delta$	
$d \leq 50$		65	$130 \times 130 \times 14$	
$90 \geq d > 50$		105	$155 \times 155 \times 20$	
焊脚尺寸		圆钢穿孔处开孔 直径 $d_h, b$	螺纹穿孔处开孔 直径 $d_h, b$	
$K_1$	$K_2$			
10	6	$1.15d$	$1.1d$	

(2) U型吊杆应按相关公式校核拉伸应力, 必要时应校核组合应力。

(3) 吊架装置中的垫板结构尺寸按表 3.8-41 选用。

## 第9章 锅炉用钢材

锅炉用的钢材，有钢结构用的各种型钢和钢板；碳素钢和合金钢的铸锻件；炉内各种耐热构件以及高温受压元件。按专业用钢分类，锅炉用钢主要指受压元件用钢，包括受热面钢管、集箱和管道用的钢管和汽包、汽水分离器用的钢板。本章只叙述受压元件用的钢材。

### 1 锅炉受压元件对钢材的要求

锅炉受压元件在高温和（或）高压下工作，不同的部件由于结构和运行条件各异，有不同的要求。总的来说，锅炉受压元件用钢要求：要有好的高温强度，高温下能耐腐蚀，组织稳定；汽包和集箱用钢材应有良好的抗低周疲劳性能等。受压元件还应有良好的制造工艺性；冷热成形性能，可焊接性，低的无塑性转变温度。鉴于安全运行对锅炉受压元件至关重要，所以，对钢材的冶金质量要求很高，以确保受压元件能长期安全运行。

#### 1.1 设计和运行的要求

##### 1.1.1 屈服强度和抗拉强度

钢材在产生蠕变的温度以下，短时强度（指运行温度下的屈服强度和抗拉强度）是受压元件结构强度计算的主要依据。根据 GB/T 9222—2008《水管锅炉受压元件强度计算》标准，用于锅炉受压元件强度计算的基本许用应力用材料的抗拉强度和屈服强度除以相应的安全系数确定（参见第10章4.1.3节）。而美国 ASME《锅炉与压力容器法规》对受压元件计算用的最大许用应力作如下规定

$$\text{最大许用应力} \leq \frac{S_T}{3.5}$$

$$\text{最大许用应力} \leq \frac{2S_y}{3}$$

式中： $S_T$  为钢材的抗拉强度； $S_y$  为钢材在使用温度下的屈服强度；系数 3.5 和 2/3 分别为抗拉强度和屈服强度的安全系数。

取两个算式结果中的较小者为最大许用应力。由于 ASME《锅炉和压力容器法规》对抗拉强度的安全系数比我国标准要大得多。所以材料在蠕变温度以下的最大许用应力往往取决于  $S_T$  的计算结果。这种最大许用应力计算方法使通过合金化提高钢材屈服强度变得没有意义，所以美国汽包材料一般采用塑性较好，屈强比（ $S_y/S_T$ ）低的碳锰钢板，由于元件工作应力相对较低，有利于减少构件低周疲劳破坏。

##### 1.1.2 持久强度和蠕变强度

我国 GB/T 9222—2008 标准规定，碳素钢从 350℃、合金钢从 400℃ 开始，应考虑用持久强度统计的平均值  $\sigma_b$  来计算钢材的基本许用应力（参见第10章4.1.3节）。

事实上，碳素钢和碳锰钢在 400℃ 左右才会出现蠕变行为，而合金钢出现蠕变行为在 450℃ 左右。

随着数据的积累， $\sigma_b$  的统计平均值会有所变动，所以，材料的许用应力每隔一段时间应作适当的修正。

美国 ASME《锅炉与压力容器法规》规定，在钢材产生

蠕变的温度以上，材料的最大许用应力应取下列算式结果的较小者

$$\text{最大许用应力} \leq S_{R,avg} F_{avg}$$

$$\text{最大许用应力} \leq S_{R,min} 80\%$$

$$\text{最大许用应力} \leq S_c$$

式中： $S_{R,avg}$  为计算温度下的 100 000h 持久强度平均值； $S_{R,min}$  为计算温度下的 100 000h 持久强度下限值； $S_c$  为 10<sup>3</sup>h 产生 0.01% 蠕变率的应力； $F_{avg}$  为系数，在 815℃ 以下取 0.67。

我国电厂对主蒸汽管是要求监督蠕变量的，所以希望钢材应有较高的蠕变强度。

##### 1.1.3 耐腐蚀性

随着锅炉向超临界、超超临界参数发展，受压元件的耐腐蚀问题也日益严重。受压元件的腐蚀不仅与运行温度有密切的关系，环境对腐蚀也有很大的影响，如燃料的成分、烟气中杂质的成分、水质情况等。锅炉钢的耐腐蚀性是受压元件强度计算的一项重要性能指标，在计算受压元件的壁厚时，需要加上元件在设计运行期限内的腐蚀量。

（1）高温氧化。受热面管件的外壁与高温烟气接触，会产生氧化。在运行初期，氧化的速度比较快，待表面形成致密的氧化层，特别是含铬的合金钢，含铬的氧化物对基体有保护作用，就会进入稳定的氧化期。可以认为，氧化层的厚度与时间呈线性关系，借此来计算整个运行期间（设计寿命）内的氧化损失。一般，各种钢在规定温度的空气中测定年腐蚀量，再乘以元件的设计寿命（年份）得到整个寿命内的氧化损失（mm）。由于烟气内往往有其他腐蚀性的物质，如硫，用空气中的测试数据来计算烟气中管件的氧化减薄量有时不很准确。

如果受热面管件的温度比较高，钢管的内壁还会受到高温蒸汽的氧化。内壁氧化层的剥落会导致汽轮机叶片固体粒子冲蚀。停炉时垂直管圈内壁氧化层剥落会堆积在下部的弯头处，造成堵管。

仅从高温抗氧化而不考虑烟灰腐蚀和硫腐蚀，锅炉钢推荐的最高使用温度见表 3.9-1。

表 3.9-1 锅炉钢推荐的最高使用温度

钢种或钢号	推荐的最高使用温度（℃）
碳素钢	480
15CrMog	550
12Cr2Mog	580
12Cr1MoVg	
12Cr2MoWVTiB	610
10Cr9Mo1VNb (T91)	700
1Cr18Ni9 (TP304H)	850
1Cr19Ni11Nb (TP347H)	
TP310HNB (HR3C)	900

（2）烟灰腐蚀。燃料中的硫化铁（FeS<sub>2</sub>）和有机硫在燃



烧过程中会生成二氧化硫( $\text{SO}_2$ )，进一步氧化形成三氧化硫( $\text{SO}_3$ )；燃料灰分中的钾和钠燃烧时生成氧化钾(钠)，继而形成硫酸盐( $\text{Na}_2$ 或 $\text{K}_2$ ) $\text{SO}_4$ ，最后形成复杂的硫酸盐( $\text{Na}_3$ 或 $\text{K}_3$ ) $\text{Fe}(\text{SO}_4)_3$ 。如果这种化合物中没有钾，在烟气中是不会熔化的，如果化合物中含有钾，特别是 $\text{K}:\text{Na}=1:1$ 时，这种复杂的硫酸盐在 $550^\circ\text{C}$ 左右就开始熔化，黏附在过热器和再热器表面熔融的硫酸盐对钢管有强烈的腐蚀作用。对奥氏体钢管，烟灰腐蚀的温度范围在 $600\sim 700^\circ\text{C}$ ，最严重在 $650^\circ\text{C}$ 。温度高于 $700^\circ\text{C}$ 腐蚀降低，解释为这种硫酸盐已流失。对铁素体钢来说，因为使用温度不会达到 $600^\circ\text{C}$ ，所以腐蚀随温度升高而加剧。对于超临界机组，应特别注意烟灰腐蚀问题，因为超临界机组的过热器壁温正好处在烟灰腐蚀的范围之内。

(3) 氢腐蚀。氢向金属扩散并与钢中的碳结合形成 $\text{CH}_4$ ，造成脱碳，并造成很大的内压，使晶界开裂，导致脆性破坏。

(4) 奥氏体钢的应力腐蚀。空气和水中的氯离子会导致奥氏体钢产生应力腐蚀，特别是没有添加碳化物稳定元素的奥氏体钢，如 $1\text{Cr}19\text{Ni}9$ (TP304H)。这类材料在制造过程中应避免类似敏化处理的热加工，水压试验时不能采用含有氯离子的自来水，不能在含有氯离子的气氛(如海水)长期存放等。

#### 1.1.4 组织稳定性

锅炉元件的高温长期服役使钢材组织结构发生一系列变化，这些变化会影响元件服役可靠性。组织结构变化小而缓慢被认为组织稳定性好。

(1) 球化。 $20\text{g}$ 、 $15\text{CrMo}$ 、 $12\text{Cr}2\text{Mo}$ 、 $12\text{Cr}1\text{MoV}$ 等钢在高温和应力的长期作用下，碳化物力求由表面能较高的片状转变成表面能低的球状，这种组织变化称为球化。

$20\text{g}$ 钢严重的球化可使持久强度下降25%左右， $15\text{CrMo}$ 钢可下降30%~40%。 $12\text{Cr}1\text{MoV}$ 钢严重球化时，持久强度约降低30%。

(2) 石墨化。在高温和应力长期作用下，碳钢和钼钢中的渗碳体分解为铁和游离的石墨，这种组织变化称为石墨化。一般认为，石墨化是球化的继续和发展。

石墨化是危险的组织不稳定形式。

限制碳钢终脱氧的用铝量小于 $250\text{g/t}$ ，不使碳钢管道和受热面的金属温度长期超过 $450\sim 480^\circ\text{C}$ ，能有效防止锅炉元件钢材石墨化。

(3) 固溶体贫化。珠光体或贝氏体钢在高温和应力长期作用下，钢材固溶体中的钼、钨、铬等元素含量逐渐减少(贫化)，碳化物中这几种元素含量相应增加，使钢的热强性明显降低。

(4) 碳化物结构类型、形状和分布。对于珠光体、贝氏体、马氏体钢，碳化物强化是保证钢材热强性的重要手段。碳化物结构类型、形状和分布对碳化物强化的效果影响很大。

1) 一般认为，珠光体、贝氏体、马氏体钢出现较多的 $\text{M}_6\text{C}$ 型碳化物，热强性显著降低，应对元件运行加强监督。

2) 为了获得良好的热强性，热处理时力求先高温加热使碳化物充分溶解，然后通过适当的回火脱溶出细而弥散的碳化物。但随运行时间增长，这种细而弥散的碳化物视其稳定性将或多或少地聚集、长大，不同程度地降低热强性，最终导致蠕变断裂。

#### 1.1.5 低周应变疲劳性能

元件承受的周期交变载荷使某些应力集中部位(如汽包

接管开孔处等)的应力超过钢材的屈服强度，引起循环塑性变形。循环周次在10万次之内且伴有塑性应变的疲劳称为低周应变疲劳。

调峰机组锅炉的汽包、集箱等元件，在强度计算和寿命估算时需要材料的低周应变疲劳性能数据。

#### 1.1.6 断裂韧度和疲劳裂纹扩展速率

汽包、大梁、集箱等厚壁元件用钢材，难免在冶金生产和元件成形、焊接、热处理等制造过程中产生某种缺陷或微裂纹，在外力和环境的作用下可能形成宏观裂纹并扩展，最终导致低应力(低于钢材屈服强度)脆性断裂。分析和估算元件承受载荷时裂纹扩展直至断裂的寿命，需要材料的断裂韧度和疲劳裂纹扩展速率数据。

(1) 断裂韧度。可表达材料断裂韧性的特征值被称为断裂韧度。对于锅炉用的中、低强度钢，适合用弹、塑性断裂力学的COD和 $J$ 积分作为参量分别表达裂纹临界扩展性能和延性断裂韧度。

1) COD。COD为裂纹张开位移，是指弹塑性裂纹体受I型(张开型)载荷时原始裂纹尖端部位的张开位移。

相应于某一裂纹扩展量( $\Delta a$ )的COD值称为COD阻力值，记为 $\delta_R$ ，单位为 $\text{mm}$ 。 $\delta_R$ 与 $\Delta a$ 的关系曲线称为COD阻力曲线，简称 $\delta_R$ 曲线。

表观启裂COD值，记为 $\delta_i$ ，单位为 $\text{mm}$ ，系 $\delta_R$ 曲线外推到 $\Delta a=0$ 的 $\delta_R$ 值。

条件启裂COD值，记为 $\delta_{0.05}$ 、 $\delta_{0.2}$ ，单位为 $\text{mm}$ ，分别系 $\delta_R$ 曲线上相应于 $\Delta a=0.05\text{mm}$ 、 $\Delta a=0.2\text{mm}$ 的 $\delta_R$ 值。

2)  $J$ 积分。

$J$ 积分是弹—塑性裂纹体受I型(张开型)载荷时，表征裂纹尖端附近应力应变场强度的参量。

相应于某一测量裂纹扩展量( $\Delta a$ )的 $J$ 积分值，记为 $J_R$ ，单位为 $\text{N/mm}$ 或 $\text{kN/m}$ 。 $J_R$ 与 $\Delta a$ 的关系曲线为 $J_R$ 阻力曲线，简称 $J_R$ 曲线。

表观启裂韧度，记为 $J_i$ ，单位为 $\text{N/mm}$ 或 $\text{kN/m}$ ，系 $J_R$ 线与纯化线的交点相应的 $J_R$ 值，相应的表观裂纹扩展量 $d_a=0$ 。

条件启裂韧度，记为 $J_{0.05}$ 、 $J_{0.2}$ ，单位为 $\text{N/mm}$ 或 $\text{kN/m}$ ，系 $d_a=0.05\text{mm}$ 、 $d_a=0.2\text{mm}$ 时分别相应的 $J_R$ 值。

(2) 疲劳裂纹扩展速率。疲劳裂纹扩展速率是有裂纹元件在交变载荷作用下裂纹是否失稳扩展导致断裂的材料性能判据。

#### 1.1.7 物理性能

锅炉元件设计、强度计算和寿命估算时需要材料的某些物理参数，如密度 $\rho$ 、比热容 $c_p$ 、热导率 $\lambda$ 、热扩散率 $\alpha$ 、线膨胀系数 $\alpha_l$ 、电阻率 $\rho$ 、弹性模量 $E$ 、泊松比 $\nu$ 等。这些参数由材料物理性能测试求得。化学成分相近的材料，其物理参数也相近，基本上不受加工因素的影响。因此可以相互参照引用。

### 1.2 制造工艺的要求

#### 1.2.1 变形能力

冷弯成形的受热面管件和冷热成形的汽包板，原材料验收时测得的 $\delta_5$ 、HB和压扁、冷弯试验结果可用来定性评估冷变形能力。冷变形后的加热可能产生再结晶时，冷变形量应避开临界变形度(一般为2%~10%)，以保证组织和性能良好。

热弯成形的管件和用钢板热卷(热压)成形的汽包和集箱，应取钢材强度、塑性好的温度作为最佳热成形温度。

### 1.2.2 焊接性

可根据经验和必要的性能测试对钢材的焊接性作评定。这种评定主要着眼于被焊钢材在一定的焊接方法、焊接材料、工艺参数和结构形式的条件下,热影响区抗冷裂纹和再热裂纹的能力,以及焊接接头的力学性能、耐蚀性等是否满足使用要求。

(1) 抗冷裂纹性能。从材料方面来看,焊接热影响区产生冷裂纹的敏感性主要取决于钢的淬硬性,淬硬性又与钢材的碳当量  $C_E$  有关。一般认为,  $C_E < 0.4$  时钢材抗冷裂纹能力好。

此外,还可根据元件焊接的具体条件做一些模拟性抗冷裂纹试验或最高硬度试验,确定焊接的最低预热、后热温度。

(2) 抗再热裂纹性能。某些钢制锅炉元件,在焊后消除应力退火的过程中,可能在热影响区粗晶部位产生晶间开裂。这种裂纹称再热裂纹。再热裂纹的产生与锅炉钢中某些合金元素的含量(质量分数,%)有关。一般认为,再热裂纹敏感系数  $P_{SR} < 0$  时钢材没有再热裂纹倾向。

模拟性试验可对钢材再热裂纹敏感性作出判断,如插销试验和应力释放试验。

### 1.2.3 无塑性转变温度

JB/T 1612—1994《锅炉水压试验技术条件》对受压元件水压试验时最低水温的规定见表 3.9-2。

表 3.9-2 不同钢种的水压最低温度

受压元件用钢材	水温(℃)
C 钢、Mn 钢	$\geq 5$
Cr-Mo 钢、Cr-Mo-V 钢、 $\leq Cr3\%$ ①合金钢、Mn-V 钢、Mn-Mo-V 钢、Mn-Mo-V-Cu 钢	$\geq 15$
Mn-Mo-Nb 钢	$\geq 30$
$>Cr3\%$ ①合金钢、BHW35 钢	$\geq 35$

① 3%为 Cr 的质量分数。

为防止受压元件在水压试验时发生脆性破裂,必须保证水压试验的水温高于元件用钢材及其焊接接头的无塑性转变温度 NDTT。NDTT 由落锤试验测得。同时,钢材及其焊接接头在该水温应具有足够的  $A_{kv}$  值。

## 2 锅炉用钢的冶金质量

为了确保锅炉受元件的安全运行,钢材的冶金质量至关重要。钢材的质量基本要求反映在产品的技术条件中,本节主要叙述质量控制的要点。

### 2.1 化学成分

合格的化学成分是保证钢材性能最主要的因素。技术条件规定的碳、铬、镍、钨、钼、钒、铌、钛等是合金元素;硅和锰一般作为脱氧元素,只有当硅大于 0.5%,锰大于 0.7%才算作合金元素,此时,硅一般作为提高耐热性元素,而锰则可提高钢的强度。近年的研究发现,在高铬钢中,经高温长期运行硅会促进钢的组织析出某些脆性相,如 Laves 相,应加以控制。含碳量高则会降低钢的可焊性。

技术条件中规定不该有的合金元素称为残余元素。这些元素是在冶炼时从炉料带入的,有时对钢材的力学性能有辅助作用,但残余元素含量高会使钢的工艺性变差。一般,在炼钢时不能故意加入除标准规定以外的其他合金元素。

钢中的硫、磷、砷、锑、锡、铋、铅及氢、氧、氮属有

害元素,对钢材的塑性、韧性、热强性和制造工艺性能都有不良影响。硫和磷会导致热脆和冷脆,砷、锑、铋系磷的同属元素,锡和铅系低熔点金属。这些元素已被证实对高温合金的强度影响明显,而对锅炉用钢的影响还缺乏研究,应适当加以控制,但也不能提出过高要求,以免增加钢材的成本;我国某些地区的铁矿含砷很高,应予以注意。

### 2.2 短时力学性能

室温力学性能是冶金产品的一项主要指标,对于工作温度在 350℃以下的受压元件,规定温度下的抗拉强度和屈服强度是设计的主要依据。对于高温用钢(钢材产生蠕变行为的温度范围),室温强度是否合格只是判断钢材冶金生产工艺是否正常的依据。

塑性的指标为伸长率,材料希望获得好的塑性不仅是制造工艺(弯管、卷板等)的需要,对减少应力集中和改善抗低周疲劳性能也非常重要。GB/T 9222—2008 规定,受压元件用钢板的伸长率  $\delta_5$  必须不低于 18%,别的国家也有类似的规定。

断面收缩率  $Z$  是一个表征金属塑性较真实的指标,为了防止焊接时厚板的层状撕裂,汽包和大梁用钢钢板厚度方向试样的断面收缩率应适当高一些。

冲击值在很大程度上反映材料的冶金质量,钢中硫、磷等杂质元素含量低,非金属夹杂物少的钢,冲击值一般比较高,另外,它对热处理规范也比较敏感。随着冶金技术的进步,现在已很少遇到冲击值测试不符合标准的情况。如美国冶金产品的标准中,对高温用的锅炉钢已不再提出冲击值的要求,即使对汽包用钢板,也只有当用户有要求时才可提出补充要求。

### 2.3 低倍组织

低倍组织是指钢材在生产过程中坯料的肉眼可见缺陷情况,如缩孔、疏松、表面裂纹、中心裂纹等。以前钢坯系冶金企业的中间产品,在冶金厂内部或两家冶金企业(炼钢厂和钢材厂)之间进行的中间检验。自从冶金产品推广连铸坯以后,冶金企业就不用模铸的钢锭开坯,而直接用连铸坯生产钢管和钢板。为此,在修订 GB 5310—1995《高压锅炉用无缝钢管》时,规定对用连铸坯直接生产的钢管须进行低倍组织检验。我国连铸坯的质量标准还不十分完善,用钢坯的标准评定最终冶金产品(钢管和钢板)也不十分合理,因为从钢坯到钢管和钢板还需进行一系列压力加工,钢坯中的冶金缺陷在热轧过程中能够焊合,各锅炉厂对连铸坯生产的冶金产品还应加强检验。

### 2.4 金相组织

锅炉钢材的显微组织、实际晶粒度、表面脱碳、夹杂物是钢材冶炼质量和成品热处理质量的直接反映,可以说,它们从根本上决定了锅炉钢材的力学性能和工艺性能。

因为高温用钢的持久强度和蠕变强度不能作为供货技术条件,而显微组织在某种程度上能反映持久强度水平,如某些铬、钼钢在组织中有黄块状马氏体,表明钢材在回火时温度已超过下临界点  $A_{c1}$ ,此种组织的持久强度很低,12Cr1MoV 钢的组织中如贝氏体和珠光体的含量太少,钢管的持久强度也会偏低。如珠光体和贝氏体发生球化,钢的高温强度就会降低。

铁素体和贝氏体钢管的组织实际晶粒度级差不能过大,否则会影响持久强度。另外,粗晶组织还会使钢材的冲击值





续表

钢种	标准	牌号	化学成分 (%)															
			C	Mn	Si	Cr	Mo	V	Ti	B	W	Ni	Al	Nb	N	S	P	
合金 结构钢	GB 5310 —1995	15Mog	0.12~ 0.20	0.40~ 0.80	0.17~ 0.37		0.25~ 0.35									≤ 0.030	≤ 0.030	
		20Mog	0.15~ 0.25	0.40~ 0.80	0.17~ 0.37		0.44~ 0.65									≤ 0.030	≤ 0.030	
		12CrMog	0.08~ 0.15	0.40~ 0.80	0.17~ 0.37	0.40~ 0.70	0.40~ 0.55									≤ 0.030	≤ 0.030	
		15CrMog	0.12~ 0.18	0.40~ 0.80	0.17~ 0.37	0.80~ 1.10	0.40~ 0.55									≤ 0.030	≤ 0.030	
		12Cr2Mog	0.08~ 0.15	0.40~ 0.80	≤0.50	2.00~ 2.50	0.90~ 1.20									≤ 0.030	≤ 0.030	
		12Cr1MoVg	0.08~ 0.15	0.40~ 0.80	0.17~ 0.37	0.90~ 1.20	0.25~ 0.35	0.15~ 0.30								≤ 0.030	≤ 0.030	
		12Cr 2MoWVTiB	0.08~ 0.15	0.45~ 0.65	0.45~ 0.75	1.60~ 2.10	0.50~ 0.65	0.28~ 0.42	0.05~ 0.18	0.002~ 0.005	0.30~ 0.55					≤ 0.030	≤ 0.030	
ASME SA—213	T23	0.09~ 0.10	0.10~ 0.60	≤0.50	1.90~ 2.60	0.05~ 0.30	0.20~ 0.30			0.000 5 ~0.006	1.45~ 1.75	≤ 0.030	0.02~ 0.08	≤ 0.040	≤ 0.010	≤ 0.020		
		WB36	≤0.17	0.80~ 1.20	0.25~ 0.50	≤0.30	0.25~ 0.50				Cu 0.50~ 0.80	1.00~ 1.30	≤ 0.050	0.015~ 0.045	≤ 0.020	≤ 0.020	≤ 0.025	
马氏体 不锈钢	GB 5310 —1995	10Cr9 Mo1VNb (T91)	0.08~ 0.15	0.45~ 0.65	0.45~ 0.75	1.60~ 2.10	0.50~ 0.65	0.28~ 0.42	0.05~ 0.18	0.002~ 0.005	0.30~ 0.55					≤ 0.010	≤ 0.020	
	ASME SA-213	T92	0.07~ 0.13	0.30~ 0.60	≤0.50	8.50~ 9.50	0.30~ 0.60	0.15~ 0.25		0.001~ 0.006	1.50~ 2.00	≤ 0.40	≤ 0.040	0.04~ 0.09		≤ 0.010	≤ 0.020	
奥氏体	GB 5310 —1995	1Cr18Ni9 (TP304H)	≤0.15	≤2.00	≤1.00	17.0~ 19.0						8.00~ 10.00				≤ 0.030	≤ 0.030	
		1Cr19Ni11Nb (TP347H)	0.04~ 0.10	≤2.00	≤1.00	17.0~ 20.0						9.00~ 13.00		≥C×8 ~1.00		≤ 0.030	≤ 0.030	
	ASME SA—213	30432 (1Cr19Ni9 Cu3NbN)	0.07~ 0.13	≤0.50	≤0.30	17.0~ 19.0					0.001~ 0.010	Cu 2.50~ 3.50	7.50~ 10.50	0.003~ 0.030	0.20~ 0.60	0.05~ 0.12	≤ 0.030	≤ 0.045
		TP310HNB (HR3C)	0.04~ 0.10	≤2.00	≤0.75	24.0~ 26.0							17.0~ 23.0		0.20~ 0.60	0.15~ 0.35	≤ 0.030	≤ 0.030

表 3.9-4 锅炉钢管最高许用温度

牌号	产品种类	最高许用温度 (℃)
10、20	受热面	480
	集箱、管道	450
20g、20Mng、25Mng	受热面	480
	集箱、管道	430 <sup>①</sup>
15CrMo	受热面	560
	集箱、管道	550
12Cr1MoV	受热面	580
	集箱、管道	565
12Cr2MoWVTiB	受热面	600

① 使用寿命在 20 年以内可为 450℃。

3.1.3 性能数据

钢管的室温力学性能（保证值）、高温屈服强度（推荐值）、高温持久强度（统计平均值）、基本许用应力（GB/T 9222—2008 规定值）或最大许用应力（美国 ASME 钢种）、各种钢的耐热性参考数据分别列于表 3.9-5～表 3.9-8，供选用时参考。

3.2 锅炉管件材料的选择和应用

3.2.1 选材准则

锅炉管件在选材时，至少应考虑以下几方面：  
(1) 高温持久强度。这是锅炉管件选材最主要因素。以往，希望材料在工作温度下的持久强度不低于 60MPa，随着参数向超临界和超超临界开展，锅炉过热器和集箱材料希



### 锅炉钢管的室温力学性能

钢 种	牌 号	纵向力学性能				横向力学性能			
		$\sigma_b$ (MPa)	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	$\delta_5$ (%)	$A_{KV}$ (J)	$\sigma_b$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)	$\delta_5$ (%)	$A_{KV}$ (J)
			不小于			不小于			
碳素 结构钢	10	335~475	195	24					
	20	415~550	245	20					
	20g	410~550	245	24	35	400	215	22	27
	20Mng	$\geq 415$	240	22	35				27
	25Mng	$\geq 485$	275	20	35				27
合金 结构钢	15Mog	450~600	270	22	35			20	27
	20Mog	$\geq 415$	220	22	35				27
	12CrMog	410~560	205	21	35				27
	15CrMog	440~640	235	21	35	440	225	20	27
	12Cr2Mog	450~600	280	20	35			18	27
	12Cr1MoVg	470~640	255	21	35	440	255	19	27
	12Cr2MoWVTiB	540~735	345	18	35				27
	T23	$\geq 510$	400	20					
马氏体 不锈钢	10Cr9Mo1VNb (T91)	$\geq 585$	415	20	35				27
	T92	$\geq 620$	400	20					
奥氏体 不锈钢	1Cr18Ni9	$\geq 520$	205	35					
	1Cr19Ni11Nb	$\geq 520$	205	35					
	30432 (1Cr19Ni9Cu3NbN)	$\geq 560$	210	35					
	TP310HNbN (HR3C)	$\geq 655$	295	30					

高温屈服点最小值

MPa

牌 号	温度 (°C)										
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
10	—	—	165	145	122	111	109	107	—	—	—
20	—	—	188	170	149	137	134	132	—	—	—
20g	—	—	215	196	177	157	137	98	49	—	—
20Mng	219	214	208	197	183	175	168	156	151	—	—
25Mng	252	245	237	226	210	201	192	179	172	—	—
15Mog	—	—	225	205	180	170	160	155	150	—	—
20Mog	207	199	202	187	182	177	169	160	150	—	—
15CrMog	—	—	269	256	242	228	216	205	198	—	—
12Cr2Mog	191	187	185	185	185	185	185	182	173	159	—
12Cr1MoVg	—	—	—	—	230	225	219	211	201	187	—
12Cr2MoWVTiB	—	—	—	—	360	357	352	343	328	305	274
10Cr9Mo1VNb (T91)	—	—	380	370	360	350	340	325	300	260	200
1Cr18Ni9	171	155	144	136	128	124	119	115	111	106	—
1Cr19Ni11Nb	239	227	216	207	200	195	191	190	189	188	—

锅炉管的 100 000h 持久强度推荐值  $\sigma_{10^5}$

MPa

[illegible]

续表

序号	牌号	试验温度 (℃)																																					
		400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750		
5	20Mog									145	124	105	85	71	59	50	40																						
6	15CrMog									168	145	124	106	91	75	61																							
7	12Cr2Mog										124	112	102	91	83	72	64	56																					
8	12Cr1MoVg										184	169	153	138	124	110	98	85	75	64	55																		
9	12Cr2MoWVTiB														176	162	147	132	118	105	92	80	69	59	50														
10	12Cr3MoVSiTiB														148	135	122	110	98	88	78	69	61	54	47														
11	10Cr9Mo1VNb(T91)																				112	98	86	74	63	53	44												
12	1Cr18Ni9																					95	88	81	74	68	63	57	52	48	43	40	36	33	31	28	26		
13	1Cr19Ni11Nb																					132	121	110	100	91	82	74	66	60	54	48	43	38	34	31	28		

表 3.9-8 锅炉管的许用应力 MPa

温度 (℃) 牌号	20	250	280	300	320	350	400	420	450	480	500	520	550	580	600	620	650	680
10	124	104	96	91	87	80	70	66	49	37								
20	145	125	118	113	109	100	87	78	57	38								
20g	148	125	118	113	109	100	87	78	57	38								
20Mng	153	132	128	125	123	115	89	78	62	42								
25Mng	180	151	147	144	140	135	101	87	67	48								
15Mog	167	116	113	111	109	106	104	102	100	94	68	43						
20Mog	147	125	123	121	120	118	113	110	107	95	70	48						
15CrMog	150	148	145	143	140	135	128	126	123	119	96	69	41					
12Cr2Mog	167	124	124	124	124	124	123	122	116	95	81	68	48	32				
12Cr1MoVg	163	156	153	151	148	143	135	132	128	124	118	98	71	50				
12Cr2MoWVTiB	200	168	168	168	168	167	165	163	160	156	153	124	84	69	56			
12Cr3MoVSiTiB	226	196	196	196	195	194	190	188	185	181	177	120	79	59	47			
10Cr9Mo1VNb	217	198	198	198	197	195	188	184	177	168	161	138	105(102)	83(77)	66(62)	49	30	
1Cr18Ni9	137	113	109	107	105	103	99	98	95	93	92	91	88	76	64	54	42	32
1Cr19Ni11Nb	137	131	128	125	123	121	118	117	116	115	115	114	112	104	91	73	54	39

望有更高的持久强度，工作温度下的持久强度应有 80～100MPa，甚至更高。由于现有材料难以满足超临界机组的要求，现在不少设计不得不减少管径来降低钢管的工作应力。大口径钢管，如主蒸汽管，亚临界机组常用 12Cr2Mog (ASME P22) 钢，由于 12Cr2Mog 钢的高温持久强度比较低，超临界机组已改用 10Cr9Mo1VNb (P91) 钢，钢管的壁厚约可减少 1/3。

再热管的工作压力比较低，但壁温可能比过热器稍高，与亚临界机组相比也希望用高一档的材料。

(2) 足够的耐热性。碳素钢和低合金结构钢的耐热性较差，其最高使用温度限于 580℃ 以下。高铬马氏体钢 T91，P91，T92，P92 的耐热性比低合金钢好得多，高铬镍奥氏体钢耐热性更好，如果烟气含有 K、Na、V、S 等元素，含镍钢对烟灰腐蚀比较敏感，应慎重考虑。

(3) 组织稳定性。随着工作温度的提高，钢的组织稳定性问题更为突出，高铬钢和铬镍奥氏体钢在 600℃ 以上运行有可能产生脆性的 Laves 相和 σ 相，降低钢材的强度。

(4) 制造工艺性。由于超临界机组用的高合金管比例增大，管壁增厚，会给制造工艺带来困难，经常遇到的问题：

由于 25Mng 等碳锰钢有蓝脆现象，热变形时若温度偏低易于开裂，高铬钢在热加工过程中出现晶粒长大，且有较大的淬硬倾向，多元强化的低合金管已发现有再热裂纹倾向，异种钢焊接接头易出现冲击值偏低和早期失效等问题。

3.2.2 应用举例

主要锅炉建议的最高使用温度和应用举例见表 3.9-9。

3.3 汽包材料

3.3.1 汽包材料系列

汽包材料比较少，中压锅炉用 20g，高压锅炉的筒体和封头以前用德国的 19Mn5，欧洲标准统一以后，相当于 En10082-2 中的 P335GH，国产化牌号为 19Mng，已列入 GB 713—2008《锅炉用钢板》标准，但很少用；超高压锅炉用德国的 BHW35，国产化牌号列入 GB 713—2008 为 13MnNiMoNbg；引进美国亚临界锅炉制造技术以后，亚临界锅炉的汽包和下水包用 ASME SA-299。此四种材料的化学成分见表 3.9-10。

3.3.2 汽包材料的性能数据

(1) 力学性能。汽包材料的力学性能见表 3.9-11。



表 3.9-9 锅炉钢管用途举例

钢 种	牌 号	性能特点	建议最高使用温度(℃)	应用举例
碳锰钢	20	应该用于低中压锅炉中	450	低温再热器,也有用于省煤器
	20g	工 艺 性 能 好 与 20g 相 比, 20Mng 和 25Mng 有较高的中温强度	受热面: 480 管道: 450	省煤器、水冷壁管、省煤器集箱 低温过热器、低温再热器 20Mng 宜作大口径管,如再热汽管冷段等
	20Mng			
	25Mng			
低合金钢	15Mog	与 20g 相比有稍高的中温强度,可焊性好,焊前不需预热,焊后不需热处理	480	主要用于水冷壁,也有用于高压加热器
	20Mog		550	
	12CrMog			
	15CrMog	工艺性能好	580	过热器、再热器、集箱和管道;封头板
	12Cr2Mog	工 艺 性 能 较 好, 12Cr2Mog 有较大的淬硬性, 12Cr1MoVg 高温强度较好		过热器、再热器; 540℃ 以下的集箱和主蒸汽管、再热汽管
	12Cr1MoVg			
	12CrMoWVTiBg	在 600℃ 以下有较高的强度, T23 由于含碳低,焊接性能稍好	600	600℃ 以下的受热面管
	T23			
高铬马氏体钢	10Cr9Mo1VNb (T91、P91)	600℃ 左右有较高的持久强度, T92 的强度更高,相比之下 10Cr9Mo1VNb 的工艺性能稍好	625	630℃ 受热面管,如过热器、再热器 10Cr9Mo1VNb(P91)用于超临界机组的集箱和主蒸汽管
	T92			
奥氏体钢	1Cr18Ni9(TP304H)	1Cr18Ni9 是广泛使用的不锈钢,工艺性好,强度不高,有应力腐蚀倾向 1Cr19Ni11Nb 强度较高,晶间腐蚀和应力腐蚀倾向 1Cr18Ni9Cu3NbN 有较高的强度 TP310HNBn 有较好的耐热性	650	1Cr18Ni9 和 1Cr19Ni11Nb 在亚临界和超临界锅炉高温段过热器和再热器上有较好的业绩 Cr18Ni9Cu3NbN 有较好的高温强度 TP310HNBn 价格较高,主要用于抗高温腐蚀
	1Cr19Ni11Nb(TP347H)		700	
	1Cr18Ni9Cu3NbN(30432)			
	TP310HNBn			

表 3.9-10 汽包材料的化学成分 %

牌号	C	Si	Mn	Nb	Mo	Cr	Ni	P	S	Als
20g	≤0.20	0.15~0.30	0.50~0.90					≤0.035	≤0.035	
19Mng (P335GH)	0.15~0.22	0.30~0.60	1.00~1.60					≤0.030	≤0.025	≥0.20
13MnNiMoNbg (BHW35)	≤0.15	0.10~0.50	1.00~1.60	0.005~0.020	0.20~0.40	0.20~0.40	0.60~1.00	≤0.025	≤0.025	
ASME SA-299①	≤0.30	0.15~0.40	0.90~1.50					≤0.035	≤0.040	

① 冶金厂为使钢板满足力学性能的要求, 特别是多次热循环以后的性能要求, 需对钢板进行微合金化。

表 3.9-11 汽包材料的力学性能

牌 号	厚度 (mm)	$\sigma_b$ (MPa)	$\sigma_s$ (MPa)	$\delta_5$ (%)	$A_{kv}$ (J)	时效 $a_{kv}$ (J/mm <sup>2</sup> )	弯曲 180°
20g	6~16	400~530	245	26	27	29	$d=1.5a$
	>16~25	400~520	235	25			$d=1.5a$
	>25~36	400~520	225	24			$d=1.5a$
	>36~60	400~520	225	23			$d=2a$
	>60~100	390~510	205	22			$d=2.5a$
	>100~150	380~500	185	22			$d=2.5a$
16Mng	6~16	510~655	345	21	27	29	$d=2a$
	>16~25	490~635	325	19			$d=3a$
	>25~36	470~620	305	19			$d=3a$
	>36~60	470~620	285	19			$d=3a$
	>60~100	440~590	265	18			$d=3a$
	>100~150	440~590	245	18			$d=3a$

续表

牌 号	厚度 (mm)	$\sigma_b$ (MPa)	$\sigma_s$ (MPa)	$\delta_5$ (%)	$A_{kv}$ (J)	时效 $\alpha_{kv}$ (J/mm <sup>2</sup> )	弯曲 180°
19Mng	6~16	510~650	355	20	31		$d=3a$
	>16~40	510~650	345				
	>40~60	510~650	335				
	>60~100	490~630	315				
	>100~150	480~630	295				
13MnNiMoNbg	≤100	570~740	390	18	31		$d=3a$
	>100~120		380				
	>120~150		355				

(2) 高温屈服强度。汽包材料的高温屈服强度见表 3.9-12。

表 3.9-12 汽包材料的高温屈服强度 MPa							
牌 号	板厚 (mm)	温度 (°C)					
		200	250	300	350	400	450
20g	21~25	185	165	150	135	130	125
	>25~36	175	160	145	130	125	120
	>36~60	165	150	135	125	120	115
	>60~100	160	145	130	120	115	105
	>100~150	150	135	120	110	105	95
19Mng	>20~60	265	245	225	205	175	155
	>60~100	250	230	210	190	165	145
	>100~150	235	215	195	175	155	135
BHW35	≤100	358	353	343	333	304	
	101~125	348	343	333	324	299	
	126~150	338	333	324	314	294	
ASMESA-299		205	192	175	175	168	156

(3) 断裂韧性和疲劳裂纹扩展速率。

1) 断裂韧性。

汽包筒体用碳钢的断裂韧度见表 3.9-13；汽包筒体用碳锰钢的断裂韧度见表 3.9-15；BHW35 和 13MnNiMoNb 的断裂韧度见表 3.9-17。

表 3.9-15 汽包筒体用碳锰钢的断裂韧度									
牌号	状态	试验温度 (°C)	$J_R$ 曲线回归方程	$J_I$	$J_{0.05}$	$J_{0.2}$	$\delta_R$ 曲线回归方程	$\delta_I$	$\delta_{0.05}$
			N/mm			mm			
16Mng	钢板	20	$J_R=45.7+194.7\Delta\sigma$	62.7	70.9	95.6	$\delta_R=0.128+0.280\Delta\sigma$	0.128	0.142
			$J_R=48.0+134.6\Delta\sigma$	66.2	76.0	84.8	$\delta_R=0.107+0.248\Delta\sigma$	0.107	0.120
P355GH	钢板	20	$J_R=23.4+533.2\Delta\sigma$	39.2	66.7	146.1	$\delta_R=0.208+0.983\Delta\sigma$	—	—
	电渣焊热影响区		$J_R=46.6+512.2\Delta\sigma$	79.4	104.9	181.3	—	—	—
SA299	钢板	20	$J_R=115.5+420.9\Delta\sigma$	166.0	187.0	250.0	—	—	—
		365	$J_R=81.3+419.4\Delta\sigma$	127.1	148.1	211.0	—	—	—
	自动焊 焊缝	20	$J_R=66.5+337.6\Delta\sigma$	86.6	103.5	154.2	—	—	—
		365	$J_R=33.7+167.0\Delta\sigma$	39.7	48.2	73.7	—	—	—

① 19Mn6 钢测试结果。

表 3.9-13 汽包筒体用碳钢的断裂韧度

$J_R$ 阻力曲线线性 回归方程	$J_I$	$J_{0.05}$	$J_{0.2}$	COD 特征值 <sup>①</sup> (mm)	
N/mm				$\delta_I$	$\delta_{0.05}$
$J_R=80.0+416.2\Delta\sigma$	133.3	154.8	216.6	0.131	0.191
$J_R=84.2+478.3\Delta\sigma$	153.9	178.4	251.9		

① 3 个炉号平均值。

2) 疲劳裂纹扩展速率。3 个炉号 20g 钢板室温测试综合处理结果见表 3.9-14；汽包筒体用碳锰钢的疲劳裂纹扩展速率见表 3.9-16；BHW35 和 13MnNiMoNb 的疲劳裂纹扩展速率见表 3.9-18。BHW35 和 13MnNiMoNb 的无塑性转变温度见表 3.9-19。

表 3.9-14 20g 钢板室温测试综合处理结果

$da/dN = C(\Delta K)^n$ (mm/次) ( $\Delta K$ 单位为 MPa·√m)		门槛值 $\Delta K_{th}$ (MPa·√m)
$C$	$n$	
$2.18 \times 10^{-8}$	2.44	6.68

3) 硬化指数。20g 钢板一次静拉伸测试结果平均值：硬化指数  $n$  为 0.285，强度系数  $K$  为 877MPa。

汽包筒体用碳锰钢的硬化指数见表 3.9-20。BHW35 和 13MnNiMoNb 钢板硬化指数的国内测试结果见表 3.9-23，供参考。

(4) 低周疲劳性能。汽包筒体用碳锰钢的低周疲劳性能见表 3.9-21；BHW35 和 13MnNiMoNb 的低周应变疲劳性能见表 3.9-22。



表 3.9-16 汽包筒体用碳锰钢的疲劳裂纹扩展速率

牌号	状态		试验温度 (℃)	$da/dN = C(\Delta K)^n$ (mm/次) ( $\Delta K$ 单位为 $MPa \cdot \sqrt{m}$ )		门槛值 $\Delta K_{th}$ ( $MPa \cdot \sqrt{m}$ )
				$C$	$n$	
16Mng	钢板		20	$1.55 \times 10^{-10}$	3.85	9.51
P355GH	钢板		20	$1.32 \times 10^{-9}$	3.33	—
			320	$2.36 \times 10^{-9}$	3.16	
			20	$1.55 \times 10^{-9}$	3.14	
	电渣焊	熔合线	320	$2.13 \times 10^{-9}$	3.24	
			20	$3.79 \times 10^{-9}$	3.12	
		焊缝 L-S 向	320	$4.19 \times 10^{-9}$	3.00	
			20	$8.66 \times 10^{-9}$	2.81	
		焊缝 L-T 向	320	$1.46 \times 10^{-9}$	3.33	
SA299	钢板		20	$1.37 \times 10^{-9}$	3.43	—
			365	$6.49 \times 10^{-9}$	2.89	
	自动焊焊缝		20	$7.83 \times 10^{-9}$	3.01	
			365	$1.06 \times 10^{-9}$	3.53	

表 3.9-17 BHW35 和 13MnNiMoNb 的断裂韧性

牌号	板厚 (mm)	状态	试验温度 (℃)	$J_R$ 曲线回归方程	$J_1$	$J_{0.05}$	$J_{0.2}$	$\delta_R$ 曲线回归方程	$\delta_1$	$\delta_{0.05}$
				N/mm				mm		
BHW35	85	钢板	20	$J_R = 85.8 + 589.6\Delta\sigma$	127.5	156.9	245.2	—	—	—
		自动焊热影响区		$J_R = 66.9 + 360.0\Delta\sigma$	85.3	103.0	156.9	—	—	—
		电渣焊热影响区		$J_R = 56.8 + 829.6\Delta\sigma$	104.4	145.9	207.4	—	—	—
	90	钢板		$J_R = 74.7 + 798.2\Delta\sigma$	131.0	172.0	291.0	$\delta_R = 0.098 + 0.791\Delta\sigma$	0.098	0.138
		电渣焊焊缝		$J_R = 25.5 + 584.3\Delta\sigma$	—	67.8	—	$\delta_R = 0.123 + 0.285\Delta\sigma$	0.123	0.137
	145	钢板		$J_R = 61.3 + 232.3\Delta\sigma$	70.1	81.7	116.6	—	—	—
			365	$J_R = 48.4 + 345.0\Delta\sigma$	62.4	79.7	131.4	—	—	—
		自动焊焊缝	20	$J_R = 48.5 + 220.0\Delta\sigma$	55.1	66.1	99.1	—	—	—
			365	$J_R = 31.7 + 250.7\Delta\sigma$	37.8	50.3	87.9	—	—	—
		自动焊热影响区	20	$J_R = 73.2 + 128.8\Delta\sigma$	78.7	85.2	104.5	—	—	—
13MnNiMoNb	90	钢板	20	$J_R = 117.6 + 588.0\Delta\sigma$	117.6	147.0	235.2	—	0.150	0.190
	92			—	200.9	229.3	314.6	—	—	—

表 3.9-18 BHW35 和 13MnNiMoNb 的疲劳裂纹扩展速率

牌 号	板厚 (mm)	状态	试验温度 (℃)	$da/dN = C(\Delta K)^n$ (mm/次) ( $\Delta K$ 单位为 $MPa \cdot \sqrt{m}$ )		门槛值 $\Delta K_{th}$ ( $MPa \cdot \sqrt{m}$ )	
				$C$	$n$		
BHW35	16	钢板	20	$1.80 \times 10^{-10}$	1.72	—	
				$2.94 \times 10^{-11}$	2.32		
				$7.21 \times 10^{-10}$	3.66		5.40
	50	钢板	350	$1.81 \times 10^{-6}$	1.34	2.42	
			汽包筒体母材	20	$1.01 \times 10^{-9}$	3.52	—
		350		$7.74 \times 10^{-7}$	1.55		
		汽包筒体自动焊焊缝		20	$1.74 \times 10^{-9}$	3.36	—
				350	$1.01 \times 10^{-7}$	1.46	
		85	钢板	20	$1.84 \times 10^{-6}$	2.74	—
	自动焊热影响区		$1.98 \times 10^{-8}$		2.65		
	电渣焊热影响区		$1.49 \times 10^{-9}$		3.50		
	90	钢板	20	$1.88 \times 10^{-10}$	3.94	7.09	
	145	钢板		$9.20 \times 10^{-9}$	2.84	—	
			365	$7.69 \times 10^{-9}$	2.92		
		自动焊焊缝	20	$2.39 \times 10^{-9}$	3.33		
			365	$6.25 \times 10^{-10}$	3.76		
	13MnNiMoNb	90	钢板	20	$1.75 \times 10^{-8}$	2.75	—

表 3.9-19

BHW35 和 13MnNiMoNb 的无塑性转变温度

牌号	BHW35							13MnNiMoNb			
板厚(mm)	50			85	90	145		65		90	110
状态	钢板	汽包筒体母材	汽包筒体自动焊	钢板			自动焊焊缝	电炉钢钢板	电炉加钢包精炼钢钢板		
NDTT(℃)	-40	-45	-30	-10	-10	-10	+10	-15	-20	-10	-15

表 3.9-20

汽包筒体用碳锰钢的硬化指数

牌 号	状 态	试验温度 (℃)	一次静拉伸		循环加载	
			硬化指数 $n$	强度系数 $K(\text{MPa})$	循环硬化指数 $n'$	循环强度系数 $K(\text{MPa})$
16Mng	钢板	20	0.273	1005	0.131	926
P355GH	钢板	20	0.286	1112	—	—
P355GH	钢板	20	—	—	0.188	1106
	电渣焊接头		—	—	0.161	1014
SA299	自动焊接头	20	—	—	0.148	1015
		365	—	—	0.081	780

表 3.9-21

### 汽包筒体用碳锰钢的低周疲劳性能

牌 号	状 态	试验温度 (℃)	$\frac{\Delta \epsilon_i}{2} = \frac{\sigma'_i}{E} (2N_i)^b + \epsilon'_i (2N_i)^c$			
			$\sigma'_i/E$	$b$	$\epsilon'_i$	$c$
16Mng	钢板	20	0.003 5	-0.069	0.160	-0.480
P355GH	钢板	20	0.004 4	-0.092	0.319	-0.507
	电渣焊接头		0.005 3	-0.112	0.773	-0.638
SA299	自动焊接头	20	0.005 0	-0.111	0.556	-0.722
		365	0.005 4	-0.096	2.027	-0.966

表 3.9-22

BHW35 和 13MnNiMoNb 的低周应变疲劳性能

牌 号	板厚 (mm)	状 态		试验温度 (℃)	疲劳寿命特性方程 $\frac{\Delta \epsilon_f}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon''_f (2N_f)^c$				
					$\sigma'_f/E$	$b$	$\epsilon''_f$	$c$	
BHW35	50	钢板		20	0.004 7	-0.101	0.407	-0.694	
				350	0.005 4	-0.097	0.372	-0.751	
		汽包筒体母材		20	0.005 0	-0.112	0.296	-0.660	
				350	0.004 5	-0.097	0.347	-0.725	
		汽包筒体自动焊接头		20	0.005 3	-0.114	0.423	-0.736	
				350	0.004 9	-0.102	0.259	-0.719	
	85	钢板		20	0.004 2	-0.063	0.990	-0.671	
		自动焊接头			0.003 8	-0.054	0.451	-0.618	
		电渣焊接头			0.004 8	-0.077	1.529	-0.781	
	90	钢板			0.004 2	-0.070	0.163	-0.497	
				350	0.006 2	-0.092	0.418	-0.654	
		自动焊接头		20	0.005 9	-0.110	0.708	-0.754	
				350	0.004 4	-0.065	1.015	-0.865	
	145	自动焊接头		20	0.004 5	-0.076	0.128	-0.557	
				365	0.004 1	-0.048	1.346	-0.881	
	13MnNiMoNb	65	钢板	横向 纵向		0.003 5	-0.049	0.178	-0.506
						0.004 3	-0.065	0.147	-0.495
		90	钢板		20	0.004 2	-0.065	0.584	-0.629
自动焊接头			0.003 5	-0.032		0.783	-0.711		
电渣焊接头			0.004 2	-0.066		0.317	-0.569		





# 第10章 锅炉计算

## 1 热力计算

### 1.1 热力计算的方法和任务

锅炉热力计算的方法可分为校核热力计算和设计热力计算。两种计算在方法上基本相同,即所依据的传热原理、计算公式和图表等都是相同的,其差别仅在于已知条件和计算所求参数不同而已。

校核热力计算的任务是在给定负荷和燃料种类前提下(包括设计工况和非设计工况),根据锅炉已有的结构和尺寸去确定各受热面交界处的水温、汽温、空气温度和烟气温度,锅炉效率,燃料消耗量以及蒸汽、空气和烟气在各受热面内的流量和速度。

进行校核热力计算的目的是为了评价在燃用给定燃料时锅炉的经济指标和可靠性指标,寻求必需的结构改进措施,选择辅助设备以及为进行空气动力计算、水动力计算、管壁金属温度和强度计算、管子灰磨损计算、腐蚀计算以及炉墙和构架计算提供必需的原始资料。

设计热力计算的任务是在给定的经济指标和燃料特性条件下,锅炉能在额定的蒸汽和给水参数(压力、温度和流量)下长期运行并保证达到额定蒸发量(最大蒸发量BMCR)所必需的炉膛尺寸和各受热面尺寸。设计计算的结果可用以选择辅助设备、进行空气动力、水动力、强度以及锅炉其他可靠性的计算。

进行锅炉校核热力计算需要下列资料或数据:

- (1) 锅炉的图样和有关炉膛、受热面及烟道的结构和尺寸数据,这些图样和数据是确定结构特性所不可少的,还有载热工质流动系统的资料。
- (2) 燃料特性。
- (3) 锅炉的蒸发量、给水压力和温度以及主汽阀前过热蒸汽的压力和温度。
- (4) 再热器进、出口处再热蒸汽的流量和参数。
- (5) 饱和蒸汽的流量。
- (6) 连续排污量。
- (7) 喷水、旁通、工质再循环的抽取点和排入点,以及它们的数量和参数。
- (8) 对于燃用固体燃料的锅炉,制粉系统的计算数据:煤粉空气混合物的数量、一次风量和为了干燥抽取的炉烟量、制粉系统的漏风量、煤粉的水分和温度。

进行锅炉设计热力计算需要有关锅炉布置、制粉系统、燃烧设备形式的资料以及校核热力计算资料中的(2)~(8)项。

在已知数据中,排烟温度和热风温度是给定的,或者是根据对象的具体条件选取的。

锅炉的整体校核计算一般是以燃料的燃烧产物计算和热平衡计算开始,然后按烟气流程对各受热面(炉膛、半辐射受热面和各对流受热面)采用逐次逼近的算法依次进行校核热力计算。

校核计算应用很广,对新锅炉或实际在线运行的锅炉,当燃料质量发生较大的变更、锅炉受热面改造、制粉系统改

造、负荷变更等情况下而进行的热力计算都是校核热力计算。即使在锅炉的设计热力计算时,由于计算上的方便,往往先布置好部件的结构尺寸,再按校核计算的方法去计算未知的热工参数。有时称该法为设计—校核计算方法。

### 1.2 炉膛热力计算

#### 1.2.1 炉膛的几何特性

##### 1.2.1.1 炉膛有效容积

进行炉内换热计算时,其有效容积 $V_1$  ( $\text{m}^3$ )的确定。容积的边界是水冷壁管中心线所在平面或者是绝热保护层的向火面;在未敷设水冷壁的地方则是炉膛的壁面。

在炉膛出口处则以通过屏、凝渣管或锅炉管束第一排管子中心线的平面作为容积的边界。

俄罗斯1998年《标准方法》规定,布置于炉膛出口烟窗区域内横向节距 $s_1 > 700\text{mm}$ 的屏,视为炉膛的一部分,将其与炉膛一起计算;对着出口烟窗靠墙布置的屏,不管屏的横向节距是多少,都与炉膛一起计算。

我国电力行业标准DL/T 831—2002《大容量煤粉燃烧锅炉炉膛选型导则》和机械行业标准JB/T 10440—2004《大型煤粉锅炉炉膛及燃烧器性能设计规范》一致推荐,炉内屏式受热面横向节距 $s_1 > 457\text{mm}$  ( $18'$ )时可与炉膛一起计算。

##### 1.2.1.2 炉膛出口烟窗(断面)

炉膛出口烟窗是炉膛容积边界的一部分,上述两行业标准规定:对于Π型布置的锅炉,炉膛出口烟窗一般取为炉膛后墙折焰角尖端垂直向上直至顶棚管形成的假想平面。布置在上述假想平面以内(炉膛侧)的屏式受热面横向间距如果小于或等于 $457\text{mm}$ ,则该屏区应从炉膛有效容积中扣除。例如,布置在上述假想平面前的屏(一般称为后屏)平均净间距小于或等于 $457\text{mm}$ ,则此时炉膛出口烟窗相应移到该屏之前。对于对冲燃烧锅炉及W型火焰燃烧锅炉横向间距大于 $457\text{mm}$ 的屏式受热面,有时超出折焰角尖端垂直向上的平面,则炉膛出口烟窗可以沿水平烟道向后移至出现受热面横向间距小于或等于 $457\text{mm}$ 的截面,但是不能超出后墙水冷壁(对于W型锅炉指上炉膛后墙水冷壁)延伸的平面。对于塔式锅炉炉膛出口烟窗为一水平假想平面,在该平面下方的受热面管束,其水平方向管子中心线间距均应大于 $457\text{mm}$ 。

##### 1.2.1.3 炉墙面积和辐射受热面面积

炉膛容积内没有屏时,炉墙总面积 $F_1$ 为包覆炉膛容积的表面积和双面水冷壁表面积之和,即

$$F_1 = \sum_{i=1} F_{b,i} + F_{ch} \quad (\text{m}^2) \quad (3.10-1)$$

大容量锅炉炉膛都是用膜式水冷壁及蒸汽管构成的气密式壁面,水冷壁(或汽冷壁)占据的墙面积 $F_{b,i}$ 应以水冷壁(或汽冷壁)边界管中心线间距离乘以水冷壁(或汽冷壁)管曝光长度;双面水冷壁面积等于边界管中心线间距与管子曝光长度乘积的两倍;式中 $F_{ch}$ 为出口烟窗面积。

炉膛容积内包含有屏时,炉墙总面积等于空容积炉墙面积、屏的面积和屏区水冷壁面积和出口烟窗面积之和,对后三项要计及它们的曝光不完全性,即



$$F_l = \sum_{i=1}^n F_{kb,i} + Z_p \sum_{i=1}^k F_{p,i} + Z_{pb} \sum_{i=1}^m F_{pb,i} + Z_{pb} F_{ch} \quad (m^2)$$

$$Z_p = \frac{a_p}{a_k}$$

$$Z_{pb} = \frac{a_{pb}}{a_k}$$

$$a_p = a_{pz} + \varphi_p (1 - a_{pz}) a_k$$

$$a_{pb} = a_{pz} + \varphi_{pb} (1 - a_{pz}) a_k \quad (3.10-2)$$

式中:  $\sum_{i=1}^n F_{kb,i}$  为炉膛空容积墙面积, 炉膛空容积和屏区容积之间的分界面面积不计在内,  $m^2$ ;  $\sum_{i=1}^k F_{p,i}$  为屏的面积, 计算方法同双面水冷壁,  $m^2$ ;  $\sum_{i=1}^m F_{pb,i}$  为屏区的炉墙面积,  $m^2$ ;  $F_{ch}$  为出口烟窗面积,  $m^2$ ;  $Z_p$  为屏的曝光不均匀性系数;  $Z_{pb}$  为屏区水冷壁的曝光不均匀性系数;  $\varphi_p$  为屏的辐射角系数;  $\varphi_{pb}$  为屏区水冷壁的辐射角系数;  $a_k$  为炉膛空容积的吸收特性(黑度);  $a_{pz}$  为屏间容积的吸收特性(黑度)。

炉膛空容积的吸收特性  $a_k$  和屏间容积的吸收特性  $a_{pz}$ , 按布格尔(Berr-Bouguer)定律  $a = 1 - e^{-kx}$  计算, 炉膛空容积和屏间容积的有效辐射层厚度  $S_k$ ,  $S_{pz}$  按下式计算, 即

$$S_k = 3.6 \frac{V_k}{\sum_i F_{kb,i} + F_F} \quad (m) \quad (3.10-3)$$

$$S_{pz} = \frac{1.8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{S_l} + \frac{1}{l}} \quad (m) \quad (3.10-4)$$

式中:  $F_F$  为炉膛空容积与屏区容积之间分界面面积,  $m^2$ ;  $A$ ,  $l$ ,  $S_l$  分别为屏的高度、深度和节距, 见图 3.10-1。

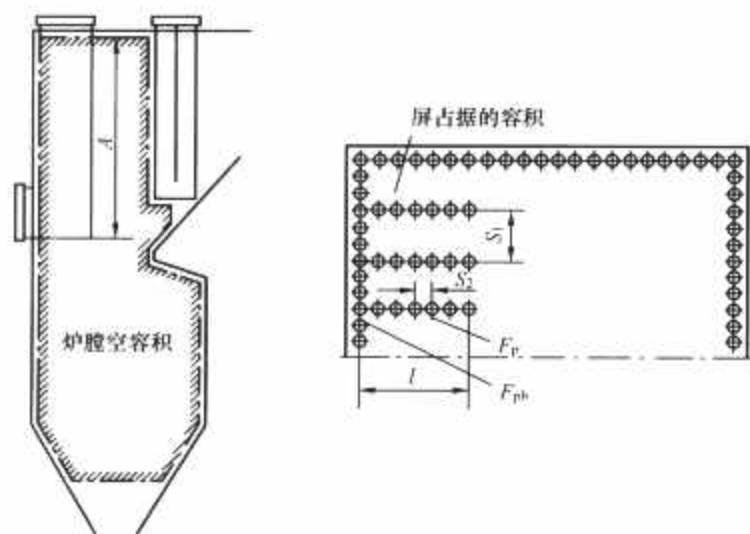


图 3.10-1 带屏炉膛几何特性

炉内换热是借水冷壁即辐射受热面积来完成的。但水冷壁的辐射受热面积并不一定等于水冷壁的表面积。当管间距  $s/d > 1$  时, 只有向火面接收炉内火焰的辐射, 而其背火面只受到炉墙的反射辐射。

假设火焰向炉墙总的投射热量为  $Q_{hy}$ , 一次投落到管子上的热量为  $Q'$ , 则辐射能的投射份额为

$$\varphi = \frac{\text{投落到管壁的一次热量}}{\text{投射到炉墙的热量}} = \frac{Q'}{Q_{hy}}$$

当水冷壁不是一个连续平面时, 会有一部分热量  $(1 - \varphi) Q_{hy}$  穿过管间投射到炉墙上, 又会反射回来而第二次落到水冷壁管子的背面, 但落到管子背面的热量仅是反射热量的一部分, 即

$$Q'' = \varphi(1 - \varphi) Q_{hy}$$

考虑了火焰辐射和炉墙反射之后, 投射到管子的总热量即为一次、二次热量的总和, 即

$$Q = Q' + Q'' = (2\varphi - \varphi^2) Q_{hy}$$

火焰投射到管壁受热面的总热量与投射到炉墙的热量之比称之为有效角系数, 即

$$x = Q / Q_{hy} = (2\varphi - \varphi^2)$$

$x$  的数值与管子的相对节距  $s/d$  及管子中心线离开炉墙的相对距离  $e/d$  有关。

对于膜式水冷壁, 由于火焰辐射热量全部落到水冷壁上, 有效角系数  $x = 1$ 。

炉膛出口烟窗相对炉膛而言, 由于火焰投射到出口烟窗上的辐射能, 全部通过烟窗投射到烟窗后面的受热面, 不再有反射, 全部被吸收, 则  $x = 1$ 。

炉膛有效容积内没有屏时, 炉膛的辐射受热面积为

$$H_l = \sum F_{b,i} x_i + F_{ch} \quad (m^2) \quad (3.10-5)$$

式中:  $x$  为水冷壁角系数, 对于未敷设水冷壁的墙段(包括燃烧器、人孔、喷口等)角系数  $x = 0$ , 出口烟窗角系数  $x = 1$ 。

炉膛容积内有屏时, 为

$$H_l = \sum_{i=1}^n F_{kb,i} x_{kb,i} + Z_p \sum_{i=1}^k F_{p,i} x_{p,i} + Z_{pb} \sum_{i=1}^m F_{pb,i} x_{pb,i} + Z_{pb} F_{ch} \quad (m^2) \quad (3.10-6)$$

#### 1.2.1.4 燃烧器相对标高

苏联《标准方法》中, 炉膛高度  $H_T$  定义为从冷灰斗(或炉底)中点到炉膛出口烟窗中点的距离或到屏前中点(指炉膛上部全部或 50% 以上被  $s_l < 700mm$  的屏所占据)的距离, 如图 3.10-2 所示。

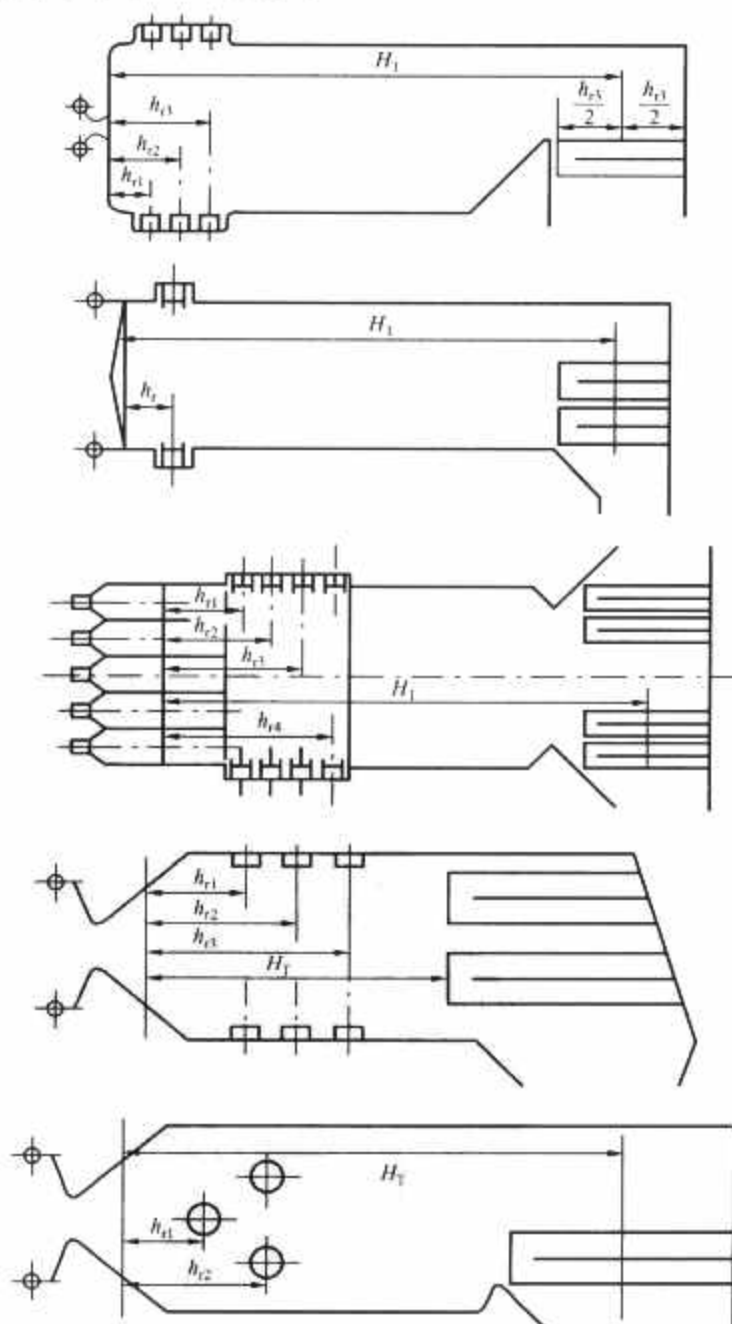


图 3.10-2 燃烧器相对标高

由上部引出烟气的炉膛内,当各种燃料混烧,每层燃烧器送入不同种燃料时,墙式或角置燃烧器布置的相对标高为

$$x_r = \frac{\sum_{i=1}^m n_i B_i Q_i h_{ri}}{H_T \sum_{i=1}^m n_i B_i Q_i} \quad (3.10-7)$$

式中:  $m$  为燃烧器的层数;  $n$  为每层燃烧器的数目;  $B_i Q_i$  为送入一层燃烧器的燃料量、发热量;  $h_{ri}$  为每层燃烧器中心线布置标高(见图 3.10-2),即从冷灰斗(炉底)中点,到该层燃烧器中心线的距离。

当只燃用一种燃料时,墙式和角置燃烧器的相对布置标高为

$$x_r = \frac{\sum_{i=1}^m n_i B_i h_{ri}}{H_T \sum_{i=1}^m n_i B_i} \quad (3.10-8)$$

当燃烧器布置在炉底及层燃炉时,即

$$x_r = 0 \quad (3.10-9)$$

## 1.2.2 炉膛的主要热力特性参数

### 1.2.2.1 炉膛容积热负荷 $q_v$ (又称炉膛容积放热强度)

$q_v$  指锅炉输入热功率与炉膛有效容积的比值,即

$$q_v = N_r / V_l \quad (\text{kW}/\text{m}^3) \quad (3.10-10)$$

式中:  $N_r$  为锅炉输入热功率, kW;  $V_l$  为炉膛有效容积,  $\text{m}^3$ 。

行业标准规定,锅炉输入热功率是指在锅炉最大连续出力(BMCR)工况下锅炉计算燃料消耗量  $B_j$  (kg/s) 与设计煤种收到基低位发热量  $Q_{\text{net,ar}}$  (kJ/kg) 的乘积,即

$$N_r = B_j Q_{\text{net,ar}} \quad (\text{kW}) \quad (3.10-11)$$

$q_v$  的物理意义:它基本上反映了在炉内流动场和温度场条件下燃料及燃烧产物在炉膛内停留的时间。显然  $q_v$  愈小,停留时间愈长。

W 型火焰(双拱燃烧)锅炉炉膛除计算(全)炉膛容积热负荷  $q_v$  外,为规范上、下炉膛容积比,还采用“下炉膛容积热负荷”  $q_{v,L}$  做为辅助特征参数,其计算式为

$$q_{v,L} = (N_r / V_{Ll}) \times 10^3 \quad (\text{kW}/\text{m}^3) \quad (3.10-12)$$

式中:  $V_{Ll}$  为双拱燃烧方式锅炉下炉膛的有效容积,  $\text{m}^3$ 。

炉膛截面热负荷  $q_F$  (又称炉膛断面放热强度):  $q_F$  指锅炉输入热功率与燃烧器区炉膛断面积的比值,即

$$q_F = \frac{N_r}{1000 F_c} \quad (\text{MW}/\text{m}^2) \quad (3.10-13)$$

式中:  $F_c$  为炉膛空间在燃烧器区的横断面面积,  $\text{m}^2$ ,若炉膛四角的切角较大时(见炉膛容积计算)应扣除切角面积。

$q_F$  的物理意义:反映了炉膛水平断面上燃烧产物的平均流动速度和炉膛内的温度水平,  $q_F$  愈小,流动速度愈低,温度水平愈低。

### 1.2.2.2 燃烧器区壁面热负荷 $q_{Hr}$ (又称燃烧器区壁面放热强度)

$q_{Hr}$  指锅炉输入热功率与燃烧器区炉壁面积的比值,即

$$q_{Hr} = \frac{N_r}{1000 F_{Hr}} \quad (\text{MW}/\text{m}^2) \quad (3.10-14)$$

式中:  $F_{Hr}$  为上、下一次风喷嘴中心线间距离外加 3m 所包围的炉膛围带面积,  $\text{m}^2$ 。

$q_{Hr}$  的物理意义:在一定程度上反映了炉内火焰燃烧中心区的温度水平。 $q_{Hr}$  愈大,该区的温度水平愈高。

W 型火焰燃烧方式锅炉不计算  $q_{Hr}$ 。

### 1.2.2.3 炉膛辐射受热面热负荷 $q_H$

$q_H$  指锅炉输入热量与全炉膛有效辐射受热面积的比值,即

$$q_H = \frac{N_r}{1000 H_l} \quad (\text{MW}/\text{m}^2) \quad (3.10-15)$$

式中:  $H_l$  为炉膛有效辐射受热面积,  $\text{m}^2$ 。

$q_H$  值的大小表征了炉膛内烟气平均温度水平的高低。辐射受热面热负荷  $q_H$  过低,会影响锅炉低负荷时燃料着火和燃烧的稳定性;  $q_H$  过高,会促成炉膛壁面结渣,或影响水冷壁管的金属温度。

### 1.2.2.4 热力特性参数的推荐值

表 3.10-1 示出切向燃烧方式炉膛热力特性参数的推荐范围。表 3.10-2 示出对冲燃烧方式炉膛热力特性参数的推荐范围。表 3.10-3 示出 W 型火焰燃烧方式锅炉炉膛热力特性参数的推荐范围。表 3.15-4 示出机组容量、煤着火、燃尽特性及煤灰结渣倾向对炉膛热力特性参数的影响趋势。

表 3.10-1 切向燃烧方式炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

机组容量等级		300MW	600MW
炉膛容积热负荷 $q_v$ ( $\text{kW}/\text{m}^3$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	85~116	(82~102)
	烟煤	90~118	85~105
	褐煤	75~90	60~80
炉膛截面热负荷 $q_F$ ( $\text{MW}/\text{m}^2$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	4.5~5.2	(4.6~5.4)
	烟煤	3.8~5.1	4.4~5.2
	褐煤	3.3~4.0	3.6~4.5
燃烧器区壁面热负荷 $q_{Hr}$ ( $\text{MW}/\text{m}^2$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	1.4~2.2	(1.6~2.2)
	烟煤	1.1~2.1	1.3~2.2
	褐煤	1.0~1.5	1.0~1.6
炉膛辐射受热面热负荷 $q_H$ ( $\text{MW}/\text{m}^2$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	0.18~0.26	(0.20~0.28)
	烟煤	0.16~0.25	0.18~0.26
	褐煤	0.15~0.24	0.18~0.25

注 1. 低  $V_{\text{daf}}$  煤指  $R_w < 4.67$  ( $V_{\text{daf}} < 20\%$ ) 的无烟煤、贫煤煤种;低  $V_{\text{daf}}$  煤的  $q_{Hr}$  未考虑卫燃带修正系数。

2. 烟煤指  $R_w \geq 4.67$  ( $V_{\text{daf}} \geq 20\%$ ) 的烟煤煤种。

3. 褐煤指  $R_w \geq 5.59$  ( $V_{\text{daf}} \geq 37\%$ ) 的烟煤煤种。

4. 表中括号内数值均为参考值。

5.  $R_w$  为煤的着火稳定性指数,见 JB/T 10440—2004。

表 3.10-2 对冲燃烧方式炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

机组容量等级		300MW	600MW
炉膛容积热负荷 $q_v$ ( $\text{kW}/\text{m}^3$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	90~120	(85~105)
	烟煤	95~125	90~115
	褐煤	80~100	75~90
炉膛截面热负荷 $q_F$ ( $\text{MW}/\text{m}^2$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	4.2~5.2	(4.6~5.4)
	烟煤	3.6~5.0	3.8~5.2
	褐煤	3.2~4.5	(3.5~4.8)
燃烧器区壁面热负荷 $q_{Hr}$ ( $\text{MW}/\text{m}^2$ )	低 $V_{\text{daf}}$ 煤	1.1~1.8	(1.2~2.1)
	烟煤	1.1~1.7	1.2~2.0
	褐煤	1.0~1.5	1.4~1.8



续表

机组容量等级		300MW	600MW
炉膛辐射受热面热负荷 $q_{Hr}$ (MW/m <sup>2</sup> )	低 $V_{daf}$ 煤	0.18~0.26	(0.20~0.28)
	烟煤	0.16~0.25	0.18~0.26
	褐煤	0.16~0.25	0.18~0.26

注 1. 低  $V_{daf}$  煤指  $R_w < 4.67$  ( $V_{daf} < 20\%$ ) 的无烟煤、贫煤煤种; 低  $V_{daf}$  煤的  $q_{Hr}$  未考虑卫燃带修正系数。  
2. 烟煤指  $R_w \geq 4.67$  ( $V_{daf} \geq 20\%$ ) 的烟煤煤种。  
3. 褐煤指  $R_w \geq 5.59$  ( $V_{daf} \geq 37\%$ ) 的烟煤煤种。  
4. 表中括号内数值均为参考值。  
5.  $R_w$  为煤的着火稳定性指数, 见 JB/T 10440—2004。

表 3.10-3 W 型火焰燃烧方式锅炉炉膛热力特性参数 (BMCR 工况) 的推荐范围

锅炉容量等级	300MW
全炉膛容积热负荷 $q_v$ (kW/m <sup>3</sup> )	90~115
下炉膛容积热负荷 $q_{v\kappa}$ (kW/m <sup>3</sup> )	190~240
下炉膛截面热负荷 $q_{F\kappa}$ (MW/m <sup>2</sup> )	1.9~3.0
全炉膛辐射受热面热负荷 $q_H$ (MW/m <sup>2</sup> )	0.2~0.35
上/下炉膛深度比 $l_7/l_8$	0.5~0.6

表 3.10-4 机组容量、煤着火、燃尽特性及煤灰结渣倾向对炉膛热力特性参数的影响趋势

影响因素名称	$q_v$	$q_F$	$q_{Hr}$
机组容量	↑	↓	↑
煤的着火性能	↓	—	↑
煤的燃尽性能	↓	↓	↑
煤灰结渣倾向	↑	↓	↓

1.2.3 炉膛出口烟气温度

炉膛出口烟气温度是指炉膛出口截面(屏前或对流过热器前)上烟气温度的平均值。炉膛出口烟气温度与煤质特性、锅炉输入热功率、炉膛容积及形状、炉膛辐射受热面积、水冷壁污染系数及火焰中心相对高度等因素有关。对于燃用固体燃料的锅炉选择炉膛出口烟温是以炉膛出口区域受热面的结渣为限制条件。制造与电力行业标准或我国行业标准建议在锅炉额定负荷时,应使出口烟气温度降低到煤灰变形温度 DT 以下 50~100℃;若煤灰软化温度 ST 与变形温度 DT 之差小于 50℃,则炉膛出口烟气温度应降低到煤灰软化温度 ST 以下 100~150℃。

俄罗斯 1998 年《标准方法》建议,如果炉膛出口截面位于对流过热器拉稀部分(凝渣管化)前或凝渣管前,出口烟气温度可适当超过推荐值,其条件是要保证受热面管密排部分前面的烟气温度不超过推荐值。水平烟道内立式密排管束前的平均烟气温度,可按煤灰的结渣性质(碱性氧化物总和  $\Sigma O = CaO + MgO + K_2O + Na_2O$  与酸性氧化物总和  $\Sigma K = SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2$  之比  $\Sigma K/\Sigma O$ ,或者 CaO 的含量)来取用。当  $\Sigma K/\Sigma O < 6$ ,或者  $CaO > 13\%$  时,立式密排管束前的平均烟温不宜超过 950℃,屏前烟温不宜超过 1050℃。

已经软化的灰粒子不会直接粘附到干净的受热面管子表面,因为这些管子相对粒子而言是冷的,软化粒子穿过边界层时被粒状化而失去黏附性。因此受热面的结渣是在管子上生成第一层沉积物之后才发展起来的,这一沉积层提高了管子表面的温度。第一沉积层生成的原因或是由于灰中个别组分选择性析出,或是因为细小的飞灰粒子沉积到管子上。在

第一种情况下通常生成坚固的一次沉积,而在第二种情况下生成疏松的一次沉积。如果在飞灰中没有选择性析出到受热面上的组分,那么一次沉积层将是疏松的或者不生成。

当烟气温度超过开始结渣温度时,软化的灰粒子会粘附到被一次沉积污染的管子表面导致结渣,即发生二次沉积层。一次沉积层的强度对受热面的结渣有很强影响,因为这一层是管子和二次沉积层之间的中间层。一次沉积层越牢固,结渣就越难于在重力下自行脱落,而且当采用机械清洁法去除结渣层时,效果也愈差。因此除掉煤灰熔融特性(DT、ST 和 FT)外,选择炉膛出口烟气温度还应考虑煤灰开始结渣温度和一次沉积层的性质。

一次沉积层的性质对受热面结渣的自行脱落有明显影响。对于同类受热面前的烟气允许温度,当生成坚固的一次沉积层时要比生成松散的一次沉积层时低些。一次沉积层的性质与燃料原始矿物质的性质和炉内过程的组织有关。

当燃用具有酸性灰组成的煤时,煤灰开始结渣温度(即二次沉积的初始温度)可按式估算,即

$$t_{\mu} = 945 + 8.22 \frac{\sum K}{\sum O} \quad (^\circ\text{C})$$

选择出口烟窗的烟气平均温度可以比  $t_{\mu}$  高些,而这个提高量与受热面的结构和一次沉积层的性质有关。屏式受热面前烟温可比水平烟道立式对流过热器前烟温高些;全焊式屏前允许的烟气温度可高于光管屏前允许的烟温。

炉膛出口温度场的不均匀性也是影响出口烟温选择的因素之一。当沿烟道宽度方向的烟温偏差较大时( $>100^\circ\text{C}$ ),必须相应地降低平均烟温,并要预先采取降低偏差的措施。

室燃炉燃用重油时,平均的炉膛出口烟温一般不超过 1450℃。燃用含有高硫、钒和钠的低质重油时,不应超过 1200℃。

对于只燃用气体燃料(液体燃料作为事故燃料)的锅炉,根据屏和对流受热面的工作条件,允许较高的出口烟温。

1.2.4 炉膛内吸收性工质的辐射特性

1.2.4.1 氧化碳和水蒸气的辐射吸收特性

在燃用天然燃料(固体燃料、重油和气体燃料)的电站锅炉和工业锅炉的烟气中,包含有  $N_2$ 、 $O_2$ 、 $CO$ 、 $SO_2$ 、 $CO_2$  和  $H_2O$  等气体组分。由于氮气和氧气散射和吸收辐射热的能力很微弱, $SO_2$  和  $CO$  的浓度很低,所以它们对总辐射能的减弱可以忽略不计。而三原子气体  $CO_2$  和  $H_2O$  的辐射能减弱特性在锅炉炉内换热过程中起着决定性作用。另外,气体工质散射辐射热的能力很弱,因此在炉内换热计算中散射可忽略不计, $CO_2$  和  $H_2O$  可以为纯的吸收性工质。

炉内气体辐射是  $CO_2$  和  $H_2O$  的共同辐射。在炉膛温度下,它们的辐射和吸收具有明显的选择性,也就是说只能在红外光谱区的某些光带内选择性地辐射和吸收能量。而且由于  $CO_2$  和  $H_2O$  吸收光谱带有部分重叠,一种气体的辐射有一部分被另一种气体吸收,从而导致气体混合物的黑度有所降低。

为了确定  $CO_2$  和  $H_2O$  辐射特性,早在 20 世纪 40 年代开始采用纯实验法,它是通过实验测出气体的黑度与压力行程长度  $p_s$ 、总压  $p_0$  与温度  $T$  间的关系。由于实验设备的限制,大压力行程  $p_s$  和高温下的黑度都是根据较低温度和较小压力行程区域的实验数据外推得到的。具有代表性而且在工程实际中应用最广的是 20 世纪 40 年代 Hottel 等人根据

CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 辐射的直接实验数据整理出的线算图。实践证明,在实验所能覆盖的定性参数值范围内,线算图具有很高的精确性。而在外推区域则存在明显的偏差,尤其是对于水蒸气的辐射特性。

根据 Hottel 线算图,古尔维奇(А. М. Гурвич)和米托尔(В. В. Митюр)计算了二氧化碳和水蒸气混合气体在锅炉炉膛所具有的定性参数条件下总的减弱(吸收)系数。在这些计算的基础上,整理出了计算有机燃料气态燃烧产物(CO<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O)总减弱系数的公式。

锅炉常用燃料的燃烧产物中,  $p_{\text{CO}_2}/p_{\text{H}_2\text{O}}$  的变化范围为 0.5~5.0。燃烧高水分褐煤 ( $W_{\text{ar}}=55\%$ ) 或天然气 [ $Q_{\text{net,ar}}=36\,400\text{kJ/m}^3$  (标况下)] 时,其值最小,分别为 0.5 和 0.51;在燃用高炉煤气 [ $Q_{\text{net,ar}}=4560\text{kJ/m}^3$  (标况下)] 时比值最大,可达 5.0;对于其余各种固、液、气体燃料,比值都在上述范围内。

经验公式是在如下参数范围内进行整理的:  $p_{\text{CO}_2}/p_{\text{H}_2\text{O}}=0.5\sim 5.0$ ;  $p_{\text{CO}_2}S=(0.78\sim 161)\times 10^{-3}(\text{m}\cdot\text{MPa})$ ;  $p_{\text{H}_2\text{O}}S=(0.39\sim 128)\times 10^{-3}(\text{m}\cdot\text{MPa})$ ; 温度为 700~1900K。

上述参数范围基本上覆盖了辐射层厚度从 0.1 到 8.0m,包括了锅炉换热计算实际上能遇到的所有工况。

利用布格尔定律计算气体的总辐射为

$$a_q = 1 - e^{-k_q p_n S} \quad (3.10-16)$$

$$p_n = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}}$$

式中:  $p_n$  为三原子气体 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 的总压力;  $k_q$  为 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 总减弱(吸收)系数,可利用 Hottel 数据整理得到;  $S$  为有效辐射层厚度。

由式 (3.10-16) 可得

$$k_q = -\frac{\ln(1-a_q)}{p_n S} \quad (3.10-17)$$

CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 混合气体黑度为

$$a_q = a_{\text{CO}_2} + a_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta a$$

根据 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 辐射实验数据(Hottel 线算图)可以求得这些气体的黑度  $a_{\text{CO}_2}$  和  $a_{\text{H}_2\text{O}}$ 。温度低于 1000℃ 时,光谱带重叠的修正  $\Delta a$  可按线算图取用,对于更高的温度则取  $\Delta a = a_{\text{CO}_2} \cdot a_{\text{H}_2\text{O}}$ 。

总减弱系数的计算结果表明。当辐射层厚度  $S = \text{const}$  (常数)时,对于各种天然燃料的燃烧产物,无论是干烟气或是湿烟气,减弱系数  $k_q$  是温度  $T(\text{K})$  的线性递减函数,  $k_q = f(T, S)$ , 如图 3.10-3 所示,并可用下式表示,即

$$k_q = k_0 \left(1 - 0.37 \frac{T}{1000}\right) \quad (3.10-18)$$

式中:  $k_0 = f(p, S)$ , 对于高、中、低水分的各种燃料的烟气进行计算表明,它的全部数值都落在与  $(p_n S)^{0.5}$  相关的狭窄的直线簇内,如图 3.10-4 所示,可用下式描述,即

$$k_0 = \left(\frac{b}{\sqrt{10 p_n S}} - 1.0\right) [1/(\text{m}\cdot\text{MPa})] \quad (3.10-19)$$

$$p_n = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} = p_0 r_n$$

式中:  $p_0$  为炉内烟气总压力,取  $p_0 = 0.101\text{MPa}$ ;  $S$  为有效辐射层厚度, m;  $b$  为决定于烟气中水蒸气份额  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  的系数。

计算表明烟气湿度从最小值变化到最大可能值,系数  $b$

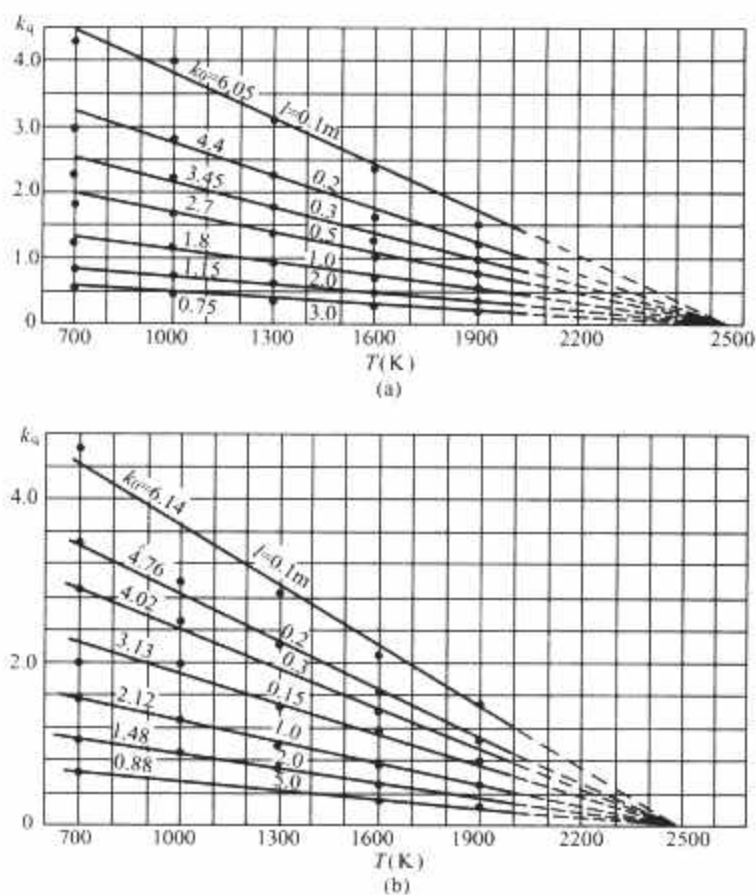


图 3.10-3 气态燃烧产物  $k_q = f(T, S)$  关系图

(a)无烟煤; (b)天然气

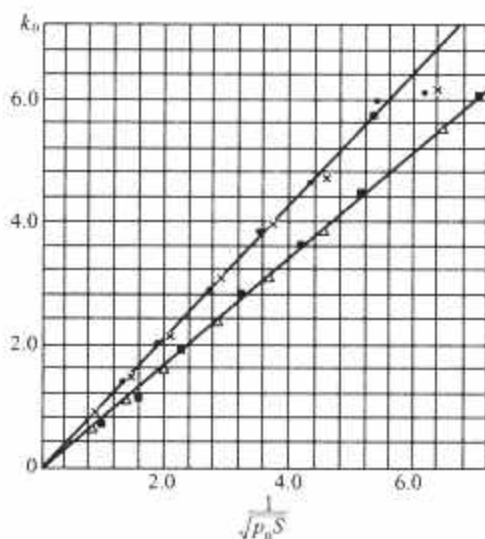


图 3.10-4  $k_0 = f(p_n, S)$  关系图

■—无烟煤; ●—褐煤; ×—天然气; △—高炉煤气

的变化相对不大,取用系数  $b$  与水蒸气容积份额  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  间为线性关系具有足够的精度,即

$$b = 7.8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}} \quad (3.10-20)$$

综合式 (3.10-18)、式 (3.10-19) 和式 (3.10-20),可得 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 混合气体减弱系数计算式,即

$$k_q = \left[ \frac{7.8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 p_0 r_n S}} - 1 \right] \left(1 - 0.37 \times 10^{-3} T\right) [1/(\text{m}\cdot\text{MPa})] \quad (3.10-21)$$

在锅炉换热计算中如果不考虑光谱带重叠的修正  $\Delta a$ ,则可得

$$k_q = \frac{8.0 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 p_0 r_n S}} (1 - 0.38 \times 10^{-3} T) [1/(\text{m}\cdot\text{MPa})] \quad (3.10-22)$$

在 1957 年苏联《锅炉热力计算标准方法》中采用式 (3.10-22),而在 1973 年和 1998 年的《标准方法》中则采用式 (3.10-21)。计算表明两式的计算结果相差不大。



式(3.10-21)和式(3.10-22)的应用范围不能超出实验数据所能覆盖的范围,也不能超出实验数据的外推范围。在这个范围内两式所描述的 $\text{CO}_2$ 和 $\text{H}_2\text{O}$ 辐射特性与 Hottel 线算图误差为 $\pm 10\%$ 。在 $1900\sim 2300\text{K}$ 温度范围,两式只能用来粗略地估算三原子气体的辐射。这是因为 Hottel 线算图的高温区是建立在外推基础上的。

20 世纪 60 年代发展起光谱法,是利用光谱学理论,通过光谱实验根据气体的光谱来求得气体的黑度和减弱系数。它的最大优点是可以有根据的将较低温度、较小压力行程长度区域的实验结果,外推到高温、大压力行程长度区域,外推部分要比纯实验法可靠。

光谱法得到的二氧化碳辐射特性新数据线算图,当 $p_{\text{CO}_2}S > 10^3 (\text{m} \cdot \text{Pa})$ 时,在全部温度范围和有效辐射层厚度范围内与 Hottel 线算图吻合的很好。但当 $p_{\text{CO}_2}S \leq 10^3 (\text{m} \cdot \text{Pa})$ 时,两者的偏差达 $15\%\sim 20\%$ ,见图 3.10-5。

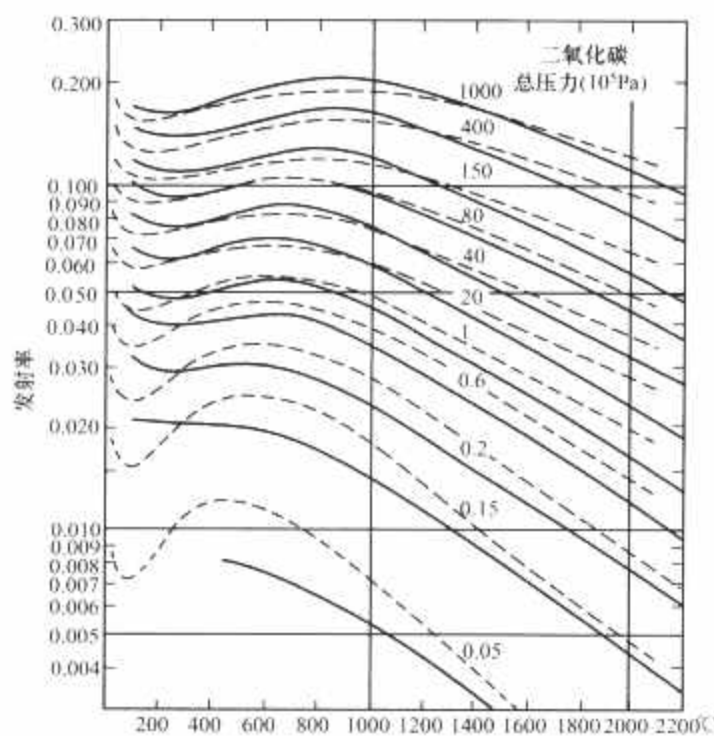


图 3.10-5 光谱法(虚线)和 Hottel 法(实线)的 $\text{CO}_2$ 辐射特性

由光谱法确定的水蒸气的辐射特性,仅在 $p_{\text{H}_2\text{O}}S > 10^3 (\text{m} \cdot \text{Pa})$ 及温度在 $700\sim 1200\text{K}$ 时才与 Hottel 线算图数值相吻合,特别在高温区,两者在数值上有明显差别,见图 3.10-6。计算表明,当温度为 $1700\text{K}$ 、 $p_{\text{H}_2\text{O}}S = 0.8 \times 10^3 (\text{m} \cdot \text{Pa})$ 时,黑度新数据要比 Hottel 数据高 $25\%\sim 30\%$ 。随着 $p_{\text{H}_2\text{O}}S$ 减小和温度的增加,两者偏差亦增大,最大可达 $50\%$ 。

在新线算图基础上,米托尔等人 1975 年按照上述相同方法综合整理了三原子气体新的辐射减弱系数计算公式。

参数的变化范围, $r_{\text{CO}_2}/r_{\text{H}_2\text{O}} = 0.32\sim 5.6$ ; 温度 $T = 700\sim 2400\text{K}$ ; 有效辐射层厚度 $S = 0.1\sim 10\text{m}$ ; 压力 $p = (0.8\sim 10) \times 10^5 \text{Pa}$ 。

当 $p = \text{const}$ (常数), $p_n S = \text{const}$ (常数)时,三原子气体的辐射特性 $k'_q$ 可以近似地看作为温度的单值函数 $k'_q = f(T)$ 。计算结果表明,对于所有的燃料,当 $p = 10^5 \text{Pa}$ , $p_n S = \text{const}$ (常数)时, $k'_q$ 与 $\ln T$ 为一线性递减函数,可整理成下式,即

$$k'_q = k_0 \ln \frac{3300}{T} + 0.1 \quad (3.10-23)$$

$$k_0 = k'_q - \frac{315}{\sqrt{p_n S}} - 0.2 \quad (3.10-24)$$

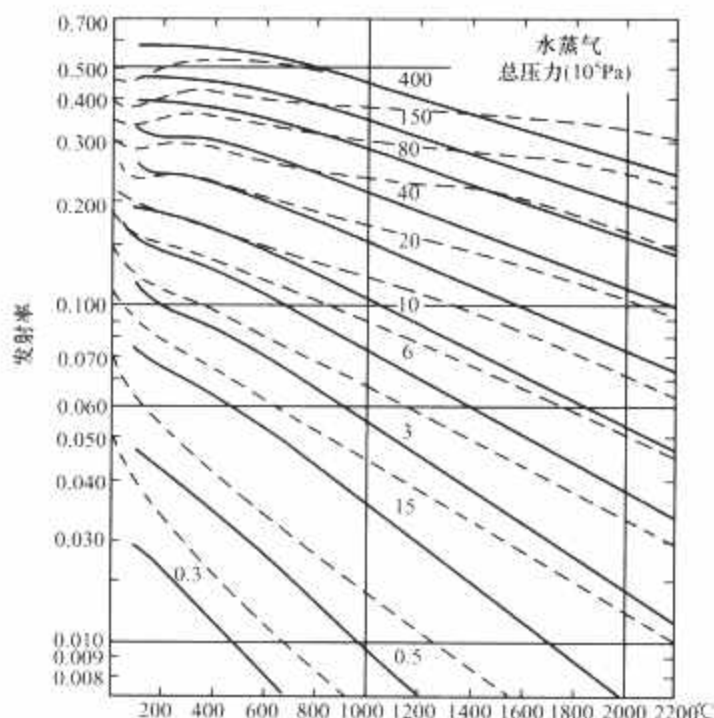


图 3.10-6 光谱法(虚线)和 Hottel 法(实线)的 $\text{H}_2\text{O}$ 辐射特性图

$$k'_0 = 0.4 + 0.35 \frac{r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_n} \quad (3.10-25)$$

式中: $k_0$ 为决定于燃烧产物组成和 $p_n S$ 的系数, $k_0 = f(p_n S)$ ;  $k'_0$ 为与燃烧产物组成有关的系数。

将式(3.10-24)和式(3.10-25)代入式(3.10-23),可得 $p = 10^5 \text{Pa}$ 时辐射减弱吸收系数 $k'_q$ 为

$$k'_q = \left[ \left( 0.4 + 0.35 \frac{r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_n} \right) \frac{315}{\sqrt{p_n S}} - 0.2 \right] \times \ln \frac{3300}{T} + 0.1 \quad [10^5 / (\text{m} \cdot \text{Pa})] \quad (3.10-26)$$

当 $p \neq 10^5 \text{Pa}$ 时,必须引入压力修正系数 $C_p$ ,它是 $T$ 、 $p_n S$ 、 $r$ 和 $p$ 的复杂函数。在保证一定允许误差的情况下,可以只考虑 $C_p$ 与温度 $T$ 和压力 $p$ 的关系,整理后得

$$C_p = 1 + 0.3 \left( 1 - 0.4 \frac{T}{1000} \right) \ln p \quad (3.10-27)$$

该式适用压力范围为 $0.8 \times 10^5 \text{Pa} \leq p \leq 10^6 \text{Pa}$ 。在 $p \neq 10^5 \text{Pa}$ 时,三原子气体的总辐射减弱(吸收)系数为

$$k_q = C_p k'_q = C_p \left\{ \left[ \left( 0.4 + 0.35 \frac{r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_n} \right) \frac{315}{\sqrt{p_n S}} - 0.2 \right] \times \ln \frac{3300}{T} + 0.1 \right\} \quad [10^5 / (\text{m} \cdot \text{Pa})] \quad (3.10-28)$$

计算结果表明, $0.9 \times 10^5 \text{Pa} \leq p \leq 1.3 \times 10^5 \text{Pa}$ 时, $C_p = 1.0$ 。此时三原子气体的辐射减弱系数可按式(3.10-26)计算。

将按式(3.10-26)计算所得 $k'_q$ 并用布格定律计算三原子气体的辐射特性——黑度值与光谱法线算图所得黑度值进行比较可知,在主要的区域两者偏差不超过 $\pm 10\%$ 。只在 $T = 700\text{K}$ 及小辐射层厚度时,偏差达 $\pm 15\%$ ,但大容量锅炉辐射换热计算不会在这个区域。

式(3.10-26)的适用范围: $0.32 < r_{\text{CO}_2}/r_{\text{H}_2\text{O}} < 5.6$ ;  $p_{\text{CO}_2}S = (7\sim 157) \times 10^3 \text{m} \cdot \text{Pa}$ ;  $p_{\text{H}_2\text{O}}S = (4\sim 225) \times 10^3 \text{m} \cdot \text{Pa}$ ;  $T = 700\sim 2400\text{K}$ ;  $p = (0.8\sim 10) \times 10^5 \text{Pa}$ 。

虽然米托尔等人 1975 年整理出三原子气体辐射减弱(吸收)系数新的计算式,但在俄罗斯 1998 年新版《锅炉热力计算标准方法》中并未被采纳。由于三原子气体的辐射减弱全部是由吸收引起的,因而在 1998 年《标准方法》中正名为三原子气体的辐射吸收系数。

## 1.2.4.2 灰粒子的辐射吸收特性

煤粉火焰不同气体和重油火焰。气体重油火焰的热辐射只与燃烧产物中 $\text{CO}_2$ 和 $\text{H}_2\text{O}$ 以及炭黑粒子的辐射有关,而煤粉火焰的辐射除了气体辐射外,灰粒和焦炭粒子的辐射会对总辐射带来重大影响。这些粒子不同于炭黑粒子,它们的尺寸要大得多,而且在煤粉火炬中的质量浓度要比气体重油火炬中炭黑粒子的浓度高许多倍。

灰粒子的辐射在沿炉膛高度的所有区域,从燃烧中心到炉膛出口烟窗,对火焰的辐射性质都产生强烈影响;焦炭粒子对火焰辐射的影响主要集中在长度不大的强烈燃烧区,在炉膛的末端焦炭粒子的浓度不大,因而实际上对火焰的辐射性质的影响明显减弱。煤粉火焰所有的辐射特性都与灰粒子和焦炭粒子的浓度、尺寸分布及其光学性质直接有关。

含灰气流中灰粒子的辐射减弱一部分是被粒子吸收(辐射能转变为热能),一部分为粒子散射(被粒子折射、反射及绕射,辐射能量的数值没变但方向发生变化)。所以含有灰粒子的介质属于吸收、散射性介质。

根据布格尔定律,含灰气流的单色吸收(或黑度)特性为

$$a_\lambda = 1 - e^{-k_\lambda F \mu' S} \quad (3.10-29)$$

令

$$K_\lambda = k_\lambda F \quad (3.10-30)$$

式中:  $k_\lambda$  为含灰气流单色减弱系数;  $F$  为灰粒子的平均单位面积,  $\text{m}^2/\text{g}$ ;  $\mu'$  为灰粒子质量浓度,  $\text{g}/\text{m}^3$ ;  $S$  为有效辐射层厚度,  $\text{m}$ ;  $K_\lambda$  为单色减弱截面。

综合有关含灰粒气流单色辐射特性的实验数据,可以归结成  $k_\lambda = f\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right)$  的单一关系式,它对各种粒径( $d$ )组成、灰粒浓度和辐射波长( $\lambda$ )都是一样的,其综合关系式为

$$k_\lambda = \frac{A'}{\sqrt[3]{\pi}} \left(\frac{\pi d}{\lambda}\right)^p \quad (3.10-31)$$

式中:  $A'$  为决定于灰粒性质的常数;  $d$  为灰粒子的粒径;  $\lambda$  为辐射波长。

当  $\frac{\pi d}{\lambda} \leq 1$  时,  $p=1$ ;  $\frac{\pi d}{\lambda} \geq 1$  时,  $p=0$ ; 其余  $0 \leq p \leq 1$ 。

试验表明,当  $\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right) = 5 \sim 50$  时,对于不同尺度( $d$ )和浓度的灰粒,  $k_\lambda = f\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right)$  在对数坐标上是线性关系,如图 3.10-7 所示。由此可得  $p=1/3$ 。

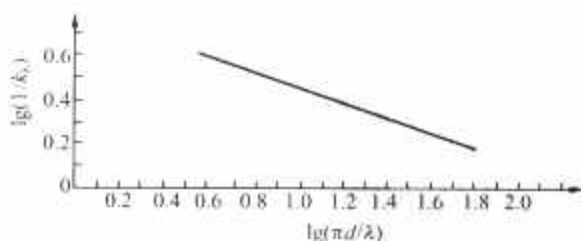


图 3.10-7  $k_\lambda = f\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right)$  在对数坐标上的线性关系

锅炉内的含灰气流,大多数情况下  $\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right)$  在上述范围内。因此,式(3.10-31)可转化为

$$k_\lambda = A' \left(\frac{d}{\lambda}\right)^{1/3} \quad (3.10-32)$$

带灰气流的总吸收(或黑度)也可按布格尔定律确定为

$$a = 1 - e^{-KF}$$

式中:  $KF=K$  称为总有效减弱截面,整理各种煤灰的试验

数据,如图 3.10-8 所示。

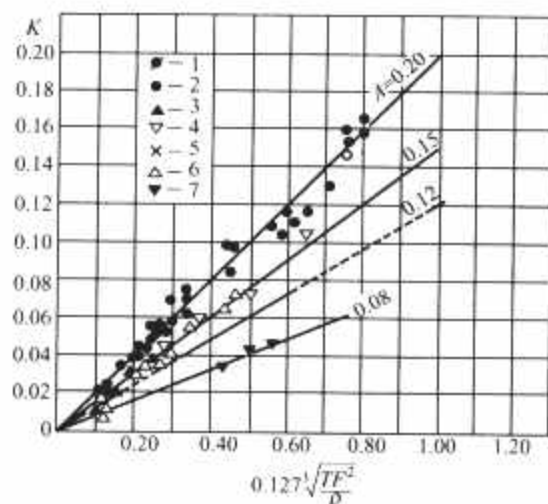


图 3.10-8 灰粒子的总减弱截面  
1、2—烟煤; 3—褐煤; 4—气煤; 5—贫煤;  
6—页岩; 7—无烟煤

也可用以下经验公式描述,即

$$K = 0.127A \left(\sqrt[3]{\frac{TF^2}{\rho}}\right) \quad (\text{m}^2/\text{g}) \quad (3.10-33)$$

式中:  $F$  为灰粒群平均单位面积,  $\text{m}^2/\text{g}$ ;  $T$  为辐射源的温度,  $\text{K}$ ;  $\rho$  为灰粒子的密度,  $\text{g}/\text{cm}^3$ 。

式(3.10-33)的系数  $A$  与式(3.10-31)中  $A'$  相似,对每一种燃料它是一个常量,它与灰粒的颗粒组成和温度无关,完全决定于燃料种类,试验确定的  $A$  值见表 3.10-5。

表 3.10-5 试验确定的  $A$  值

烟煤灰	0.20	页岩灰	0.15
褐煤灰	0.15	贫煤灰	0.12
气煤灰	0.15	无烟煤灰	0.08

根据维恩定律:  $\lambda_{\text{max}} T = 2897.6 \text{ } (\mu\text{m} \cdot \text{K})$ ,  $\lambda_{\text{max}}$  ( $\mu\text{m}$ ) 为单色辐射力最强的波长。由式(3.10-33)可得,灰粒子总减弱系数为

$$k = 0.127A \left(\frac{T}{\rho F}\right)^{1/3} \quad (3.10-34)$$

用  $T = 2897.6/\lambda_{\text{max}}$  和  $F = 6/d\rho$  代入式(3.10-34),得

$$k = A \left(\frac{d}{\lambda_{\text{max}}}\right)^{1/3} \quad (3.10-35)$$

同理可得

$$K = \frac{0.42A}{\rho} \left(\frac{T}{d^2}\right)^{1/3} \quad (3.10-36)$$

式(3.10-36)表示了总有效减弱截面与辐射源温度  $T$ 、按单位表面积平均的灰粒粒径  $d$  及燃料种类之间的关系,可以用来计算锅炉炉膛中含灰气流的辐射特性。

上述各式中灰粒的容积浓度为

$$\mu' = \frac{10A_{\text{ar}}a_{\text{fh}}}{V_y} \quad (\text{g}/\text{m}^3) \quad (3.10-37)$$

式中:  $A_{\text{ar}}$  为燃料收到基灰分,%;  $a_{\text{fh}}$  为飞灰系数;  $V_y$  为烟气容积,  $V_y$  是在温度  $T$  ( $\text{K}$ ) 下,相对 1kg 燃料的烟气容积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

令  $v_y$  表示标准状况 ( $p = p_0 = 0.101\text{MPa}$ ) 下,相对 1kg 燃料的烟气容积 [ $\text{m}^3$  (标况下)/kg], 则有



$$V_y = v_y \frac{T}{273}$$

$$\mu' = \frac{10A_{ar}a_{fh}}{v_y \frac{T}{273}} = \frac{10A_{ar}a_{fh}}{v_y} \frac{273}{T} \quad (\text{g/m}^3) \quad (3.10-38)$$

若以  $\mu''$  表示标准状况下烟气中灰浓度, 则有

$$\mu'' = \frac{10A_{ar}a_{fh}}{v_y} = \mu' \frac{T}{273} \quad [\text{g/m}^3 \text{ (标况下)}] \quad (3.10-39)$$

烟气中灰粒的质量浓度  $\mu$  (kg/kg), 经简单换算, 则有

$$\mu = \frac{A_{ar}a_{fh}}{100G_y} = \mu'' \rho_y \times 10^{-3} \quad (3.10-40)$$

$$\mu'' = \mu \rho_y \times 10^3 \quad (3.10-41)$$

$$\mu' = \mu'' \frac{273}{T} = \frac{273 \times 10^3}{T} \mu \rho_y \quad (3.10-42)$$

式中:  $\rho_y$  为标准状况下烟气的密度,  $\text{kg/m}^3$  (标况下);  $G_y$  为 1kg 燃料烟气的质量, kg/kg。

$$K\mu' = \frac{0.42A}{\rho} \left( \frac{T}{d^2} \right)^{1/3} = \frac{0.42A \times 273}{\rho} \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} \mu'' \quad (3.10-43)$$

1957 年《标准方法》中灰粒子辐射减弱系数取用的是吸收系数, 因为  $k_{\text{吸收}} < k_{\text{减弱}}$ , 近似地可利用系数  $\beta=0.62$  对式 (3.10-43) 进行修正, 即

$$K'\mu' = \beta K\mu' = \frac{0.42 \times 273 A \beta}{\rho} \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} \mu'' = b \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} \mu'' \quad (3.10-44)$$

其中

$$b = \frac{0.42 \times 273 A \beta}{\rho} \quad (3.10-45)$$

锅炉中灰粒子可分为两组: 高反应能力燃料的灰粒子, 平均可取  $b \approx 5$ ; 低反应燃料灰粒子  $b \approx 3.7$ 。1957《标准方法》中对各种固体燃料的灰粒子都取  $b=7$ , 则灰粒子吸收系数的计算公式为

$$k_h \mu'' = 7 \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} \mu'' \quad (3.10-46)$$

若考虑炉内压力  $p$  对烟气中灰粒子浓度的影响, 由式 (3.10-42) 可得

$$\mu' = \frac{1000 \times 273}{T} \rho_y \mu \frac{p}{p_0} \quad (3.10-47)$$

式中:  $p_0$  为标准状况下压力,  $p_0=0.101\text{MPa}$ 。

则

$$K\mu' = \frac{0.42A}{\rho} \left( \frac{T}{d^2} \right)^{1/3} \times 10^3 \rho_y \frac{273 P}{T P_0} \mu$$

$$= \frac{0.42 \times 273 \times 10^3}{0.101} \frac{A}{\rho} \rho_y \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} p \mu \quad (3.10-48)$$

$$K'\mu' = \left( \frac{0.42 \times 273 \times 10^3}{0.101} \frac{\beta A}{\rho} \right) \left( \frac{1}{d^2 T^2} \right)^{1/3} p \mu \rho_y \quad (3.10-49)$$

当  $p=0.101\text{MPa}$ , 若取用  $\left( \frac{0.42 \times 273 \times 10^3}{0.101} \frac{\beta A}{\rho} \right) = 43\,000$ , 即为 1973 年《标准方法》中灰粒子吸收系数计算式为

$$k_h \mu = \frac{43\,000 \rho_y}{\sqrt[3]{d^2 T^2}} \mu \quad [1/(\text{m} \cdot \text{MPa})] \quad (3.10-50)$$

当  $\mu'S$  比较小 ( $\mu'S \leq 20 \text{ g/m}^2$ ) 时, 实验证明光学厚度  $\tau=K\mu'S$  与  $\mu'S$  间是简单的线性关系, 如图 3.10-9 所示烟煤灰粒子的光学厚度  $\tau$  与  $\mu'S$  和绝对黑体温度的关系。由此可知减弱有效截面  $K$  (或者说减弱系数) 与  $S$  无关。  $S$  为有效辐射层厚度,  $K$  称为总有效减弱截面,  $\mu'$  为灰粒子浓度 ( $\text{g/m}^3$ )。

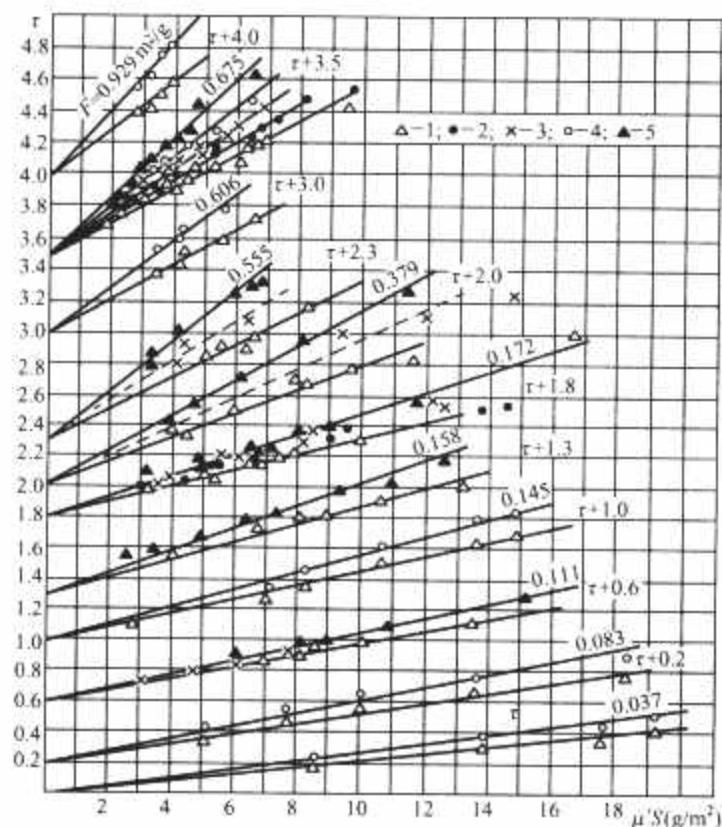


图3.10-9 烟煤灰粒子的光学厚度和绝对黑体温度的关系  
1—673K; 2—873K; 3—1073K; 4—1273K; 5—1473K

但近年研究发现, 当  $\mu'S$  值较高时, 由于灰粒的选择性, 光学厚度  $\tau=f(\mu'S)$  偏离线性, 减弱系数开始与  $\mu'S$  有关。引起非线性的主要原因是射线通过选择性减弱介质时, 沿射线长度辐射光谱组成发生变化, 使得穿透整个粒子群的能量将比不考虑选择性时要多, 从而引起总减弱系数降低。当  $\mu'S > 20 \text{ g/m}^2$  时, 这个效应要影响减弱系数的数值, 随着  $\mu'S$  增大, 影响逐渐减弱。

利用函数  $\Omega(\mu'S)$  表示  $\mu'S$  对辐射减弱影响的函数, 根据试验建立了如下关系

$$\Omega(\mu'S) = 1 - b_2 [1 + b_1 (\mu'S)^{-2}]^{-1} \quad (3.10-51)$$

式中:  $b_1 = 10^3 (\text{g/m}^2)$ ;  $b_2 = 0.6 \sim 0.7$ , 其值与各种固体燃料灰的光学特性有关。上式的应用范围为  $\mu'S \leq 120 \text{ g/m}^2$ 。当  $\mu'S \leq 20 \text{ g/m}^2$  时, 不考虑选择性影响, 取  $\Omega(\mu'S) \approx 1$ 。

减弱层的光学厚度可用下式表示, 即

$$\tau = K\Omega(\mu'S)F\mu'S \quad (3.10-52)$$

1984 年, 苏联布洛赫(БЛОХ)以实验数据和理论计算结果为基础, 建立了下式为

$$K = 0.07 A'' \sqrt[3]{dT} \quad (3.10-53)$$

式 (3.10-52) 和式 (3.10-53) 中:  $K$  为粒子群辐射减弱因子;  $\Omega(\mu'S)$  为考虑减弱系数与  $\mu'S$  关系的函数;  $F$  为灰粒子群的单位表面积;  $A''$  为与燃烧种类和灰粒子形状有关的经验系数;  $d$  为按单位表面积平均的灰粒平均直径,  $\mu\text{m}$ ;  $T$  为辐射源温度, K。

将式 (3.10-52) 代入式 (3.10-53), 可得总减弱层光学厚度为

$$\tau=0.07AF\sqrt[3]{dT}\left[1-\frac{b_2}{1+b_1(\mu'S)^{-2}}\right]\mu'S \tag{3.10-54}$$

由前述已知,《标准方法》中采用的辐射减弱是吸收减弱,不考虑散射减弱,所以必须从总减弱层光学厚度  $\tau$  转换到吸收层光学厚度  $\tau^a$ ,  $\tau^a=\xi\tau$ 。理论计算证实,对于各种燃料,  $\xi$  都是按照同一规律变化,对于各种灰而言,  $A\xi/\rho$  变化比较小,在近似的情况下可以不考虑它对层光学厚度的影响。将式 (3.10-54) 中灰粒的单位面积  $F$  换成灰粒子的平均直径  $d$ , 可得实际计算式为

$$\tau^a=\frac{0.015}{\sqrt[3]{d^2}}\sqrt[3]{T}\left[1-\frac{b_2}{1+b_1(\mu'S)^{-2}}\right]\mu'S \tag{3.10-55}$$

由此可得灰粒的吸收系数为

$$k_h\mu'=\frac{0.015}{\sqrt[3]{d^2}}\sqrt[3]{T}\left[1-\frac{b_2}{1+b_1(\mu'S)^{-2}}\right]\mu' \tag{3.10-56}$$

根据已有的有关锅炉炉内飞灰粒子颗粒组成的实验数据,可以确定对于不同煤粉磨制方法,不同燃料种类和不同排渣方式时灰粒子的平均直径  $d$ , 列于表 3.10-6 内,同时还列有 1957 年和 1973 年《标准方法》中推荐值。

表 3.10-6 灰粒子的平均直径  $d$

项 目		灰粒子的平均直径 $d$ ( $\mu\text{m}$ )		
		《标准方法》推荐值	固态排渣	液态排渣
钢球磨	无烟煤	13	8~10	
	贫 煤		10~13	15~16
	烟 煤		14	15~18
中速磨 及 锤击磨	烟 煤	16	11~13	16~17
	褐 煤		15~18	19~20
	油页岩		—	18~22
锤击磨	铲采泥煤	24	—	19~20

将式 (3.10-55) 中  $\mu'$  用  $\mu''$  置换, 经过一定简化后可得

$$\tau^a=\frac{4.1}{\sqrt[3]{d^2T^2}}\left[1-\frac{b_2}{1+30\times10^3/(\mu''S)^2}\right]\mu''S \tag{3.10-57}$$

$$k_h\mu''=\frac{4.1}{\sqrt[3]{d^2T^2}}\left[1-\frac{b_2}{1+30\times10^3/(\mu''S)^2}\right]\mu'' \quad [1/(\text{m}\times10^5\text{Pa})] \tag{3.10-58}$$

用  $\mu$  置换式 (3.10-58) 中的  $\mu''$ , 可得布洛赫公式为

$$\begin{aligned} k_h\mu &= \frac{4.1}{\sqrt[3]{d^2T^2}}\left[1-\frac{b_2}{1+30\times10^3/(1000\rho_y\mu S)^2}\right]\times10^3\rho_y\mu \\ &= \frac{5330}{\sqrt[3]{T^2d^2}}\left[1-\frac{b^2}{1+\frac{17.75\times10^{-3}}{(\mu S)^2}}\right]\mu \quad [1/(\text{m}\times10^5\text{Pa})] \end{aligned} \tag{3.10-59}$$

在 1957 年和 1973 年《标准方法》中, 没有考虑  $(\mu'S)$  对灰粒子减弱系数的影响。而在 НПО ЦКТИ 的公司专用材料中采用下式计算灰粒子减弱(吸收)系数为

$$k_h\mu=\frac{A_h}{\sqrt[3]{T^2}}\left[1-\frac{0.9}{1+\frac{35.5\times10^{-3}}{(\mu S)^2}}\right]\mu \quad [1/(\text{m}\times10^5\text{Pa})] \tag{3.10-60}$$

式中:  $A_h$  为取决于灰粒平均直径的系数, 见表 3.10-7。

表 3.10-7 灰粒和焦炭粒的系数  $A_h$  和  $A_k$

燃料种类	$A_k$	$A_h$	锅炉排渣方式
无烟煤、贫煤	900	1100	液态
	900	900	固态
烟煤	700	1050	液态
	700	850	固态
褐煤	450	900	液态
	450	750	固态
页岩	450	750	固态

俄罗斯 1998 年《标准方法》中对式 (3.10-60) 又进一步简化, 采用下式, 即

$$k_h\mu=f(T''_T, A'_h)\frac{\mu}{1+1.2\mu S} \quad [1/(\text{m}\cdot\text{MPa})] \tag{3.10-61}$$

各《标准方法》中考虑  $\mu S$  对  $k_h\mu$  的影响系数如图 3.10-10 所示。

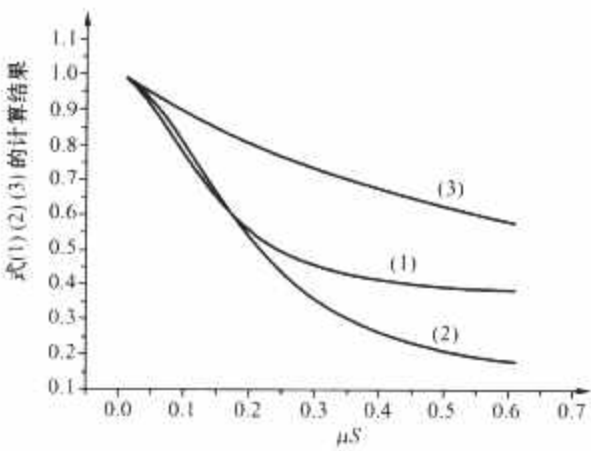


图 3.10-10  $\mu S$  对  $k_h\mu$  的影响系数

$$\text{式(1)}\left[1-\frac{0.65}{1+\frac{17.75\times10^{-3}}{(\mu S)^2}}\right];$$

$$\text{式(2)}\left[1-\frac{0.9}{1+\frac{35.5\times10^{-3}}{(\mu S)^2}}\right];$$

$$\text{式(3)}\frac{1}{1+1.2\mu S}$$

计算结果表明, 不同方法计算得到的灰粒子减弱(吸收)系数值为

$$(k_h\mu'')_{57}>(k_h\mu)_{73}>(k_h\mu)_{98}>(k_h\mu)_{\text{专用}}$$

对比一下 1957 年和 1973 年《标准方法》中灰粒子减弱系数计算公式, 即

$$(k_h\mu'')_{57}=7\mu''\frac{1}{\sqrt[3]{d^2T^2}}=91\,000\mu\frac{1}{\sqrt[3]{d^2T^2}} \quad [1/(\text{m}\cdot\text{MPa})] \tag{3.10-62}$$

$$\frac{(k_h\mu'')_{57}}{(k_h\mu)_{73}}=\frac{91\,000}{43\,000\times1.3}=1.627\,9 \tag{3.10-63}$$

1973 年《标准方法》, 对于各种燃料灰粒减弱(吸收)系数计算式中, 相当于取  $b=4.3$ , 即为高、低反应能力燃料灰粒子  $b$  值的平均值。

1.2.4.3 焦炭粒子的辐射特性

在 1957 年《标准方法》中将高挥发分烟煤和褐煤煤粉火焰划分为发光火焰, 而用室燃法燃烧无烟煤及褐煤时所产生的火焰定义为半发光火焰。苏联 цкти 的试验结果如图 3.10-11 所示, 表明了沿烟煤、贫煤煤粉火焰行程黑度的变化。



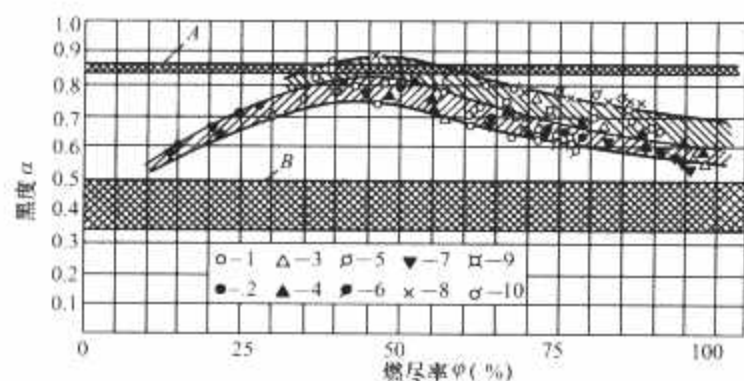


图 3.10-11 烟煤、贫煤煤粉火焰黑度

A—按发光火焰计算的黑度值(1957 年《标准方法》);

B—按半发光火焰计算的黑度值(1957 年《标准方法》);

1~7—烟煤燃烧的试验数据; 8~10—贫煤燃烧的试验数据

由图 3.10-11 可见, 无论对高挥发分的长焰煤或贫煤, 黑度(火焰的吸收特性)的最大值是在燃尽率  $\varphi \approx 0.4 \sim 0.5$  处, 这一点远在挥发物强烈燃烧区之后, 国际火焰研究中心也得到了相同的结果。由此可知, 在这里火焰吸收特性被提高并不是伴随挥发物燃烧产生的炭黑所致, 而是由于火炬核心煤粉的着火和燃烧。黑度后来的降低是因为火焰温度降低以及焦炭粒子燃尽所致。

任何一种煤粉火焰都应该是半发光火焰。在火焰辐射中起主导作用的是三原子气体、灰粒子和焦炭粒子。烟煤焦炭粒子的反应能力较强, 燃烧也快, 因而火焰中焦炭粒子浓度减少得也快。图 3.10-12 示出了沿火炬行程在贫煤和烟煤火焰中焦炭粒子局部质量浓度的变化。

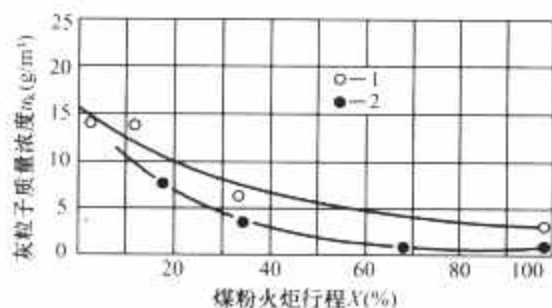


图 3.10-12 贫煤和烟煤火焰中焦炭粒子局部质量浓度的变化

1—贫煤; 2—烟煤

由图 3.10-2 可见, 在贫煤火焰中焦炭的平均浓度几乎要比烟煤火焰中焦炭浓度高出两倍。这正是贫煤火焰黑度大于烟煤火焰黑度的原因。

图 3.10-13 示出了燃用不同煤粉细度的烟煤在两种过量空气系数下沿火炬行程焦炭粒子流光学厚度  $\tau_k$  的变化特性。

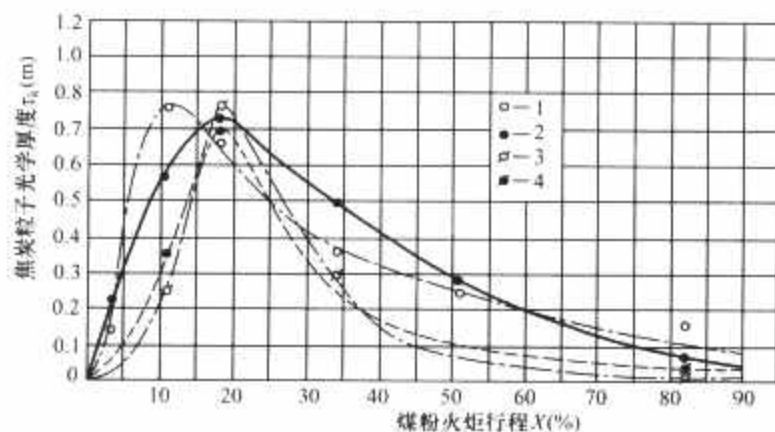


图 3.10-13 沿煤粉火炬行程焦炭粒子流光学厚度  $\tau_k$  的变化特性

1— $\alpha=1.05$ ,  $R_{90}=43.2\%$ ; 2— $\alpha=1.05$ ,  $R_{90}=57.2\%$ ;

3— $\alpha=1.29$ ,  $R_{90}=17.2\%$ ; 4— $\alpha=1.29$ ,  $R_{90}=51.6\%$

室炉燃烧低反应能力燃料时, 对于所有的燃烧设备, 平均地可近似取为

$$\tau_k \approx 0.1S$$

在燃烧高反应能力燃料时, 由于火焰中焦炭粒子浓度相对较低, 要比低反应燃料(无烟煤、贫煤)低两倍。对于各种燃烧设备室炉燃用高反应能力燃料时, 平均地可近似取为

$$\tau_k \approx 0.05S$$

对于燃用固体燃料的煤粉炉而言, 比值( $\tau_k/\sigma S$ )变化比较小, 近似地可有

$$\tau_k/\sigma S \approx 1.0 \quad (3.10-64)$$

或

$$\tau_k = x_1 x_2 S \quad (3.10-65)$$

则焦炭粒子的辐射减弱(吸收)系数为

$$k_K = x_1 x_2 [1/(m \times 0.98 \times 10^5 \text{ Pa})] \quad (3.10-66)$$

综上所述, 任何一个煤粉火焰, 与所燃用燃料挥发分的多少无关, 都应看作为半发光火焰。火焰中基本的辐射成分是三原子气体( $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ )及浮于其中的灰粒子和焦炭粒子。1973 年出版的《热力计算标准方法》就是采用上述计算方法。

1984 年布洛赫提出, 由于火炬中焦炭粒子的平均浓度水平相对较低, 计算时可以认为焦炭粒子吸收层光学厚度  $\tau_k$  与  $\mu_K S$  呈线性关系, 即

$$\tau_k = \frac{0.04}{\sqrt{d^2}} \sqrt{T} \mu_K S \quad (3.10-67)$$

由此可知, 烟气流中焦炭粒子的辐射减弱(吸收)系数为

$$k_K \mu_K = \frac{0.04}{\sqrt{d^2}} \sqrt{T} \mu_K \quad (3.10-68)$$

经过一定的简化, 将  $\mu_K$  转化为标准状况下焦炭粒的浓度为

$$\mu_K^{STP} = \frac{5.5C_{ar}(10+q_1)}{(100+v_{daf})v_y} \left(1 + \frac{H' - H''}{H_1}\right) \quad (\text{g/m}^3) \quad (3.10-69)$$

式中:  $v_y$  为标准状况下 1kg 燃料的烟气体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

像灰粒子一样, 若考虑  $\mu_S$  对减弱系数的影响, 则焦炭粒子的辐射减弱(吸收)系数按下式计算, 即

$$k_K \mu_K = \frac{A_K}{\sqrt{T^2}} \left[1 - \frac{0.9}{1 + \frac{35.5 \times 10^{-3}}{(\mu_K S)^2}}\right] \mu_K [1/(m \times 0.98 \times 10^5 \text{ Pa})] \quad (3.10-70)$$

式中:  $A_K$  为决定于焦炭粒子平均直径的系数, 见表 3.10-7。

由于烟气流中焦炭粒子浓度很小(至少比灰粒子浓度相差一个数量级),  $\mu_S$  对焦炭粒减弱系数的影响可以忽略不计, 式(3.10-70)可简化为

$$k_K \mu_K = \frac{A_K}{\sqrt{T^2}} \mu_K [1/(m \times 0.98 \times 10^5 \text{ Pa})] \quad (3.10-71)$$

燃用固体燃料时, 在炉内介质的总吸收系数中, 焦炭粒子的吸收系数远小于三原子气体和灰粒子的吸收系数, 因此在 1998 年俄罗斯《标准方法》中对焦炭粒子的吸收系数  $k_K \mu_K$  作了更为简化的处理, 对于一定的煤种, 取  $k_K \mu_K$  为常数。

#### 1.2.4.4 炭黑粒子的辐射特性

燃烧重油和气体燃料时, 若燃料空气比过大或混合不良

时会造成局部地区缺氧,伴随燃烧过程还会在火炬中形成碳黑,碳黑以固态小粒子(其粒径约为 $10^{-2}\mu\text{m}$ 数量级)形式存在于火焰中。这些粒子对火焰的热辐射会产生强烈的影响。火焰中的碳粒子可直接从气相通过碳氢化合物的热分解以及原子碳的聚合形成。这样的过程通常在燃烧气体燃料时发生。

重油燃烧时,雾化燃料滴的焦化也可能形成碳黑粒子。燃料燃烧的工况条件,特别是火炬根部燃料与空气中氧的混合条件、燃烧温度以及炉内压力等都对碳黑的生成有很大影响。

重油和气体燃料火炬的辐射是由气态的完全燃烧产物 $\text{CO}_2$ 和 $\text{H}_2\text{O}$ 以及悬浮于气流中的碳黑粒子的辐射所组成。

煤粉火焰中的碳粒是以焦炭粒子和碳黑粒子的形式存在。正如实验所指出的那样,煤粉火焰中碳黑粒子的质量浓度( $\text{g}/\text{m}^3$ )要比灰粒和焦炭粒的质量浓度小几个数量级,因此可以认为碳黑粒子的辐射不应该对煤粉火焰的辐射特性产生明显的影响。

碳黑粒子可以在可见光谱和红外光谱范围内连续发射辐射能。由于能发射可见光,使火焰明亮,故得名“发光火焰”。在发光火焰中,碳黑的辐射能发射能力一般是三原子气体的2~3倍,因此它的生成大大地加强了火焰的辐射能力。碳黑火焰的辐射强度决定于温度、辐射层厚度、碳黑粒子的尺寸和浓度。重油和气体火焰中碳黑粒子的浓度 $\mu_c$ 是决定火焰辐射能力的基本参量之一。试验中观测到:重油燃烧时生成相对比较大的碳黑粒子,火焰中碳黑粒子的浓度 $\mu_c$ 对火焰辐射减弱系数 $k_c$ 影响很小。重油火焰黑度与温度及辐射层厚度的关系见图3.10-14。

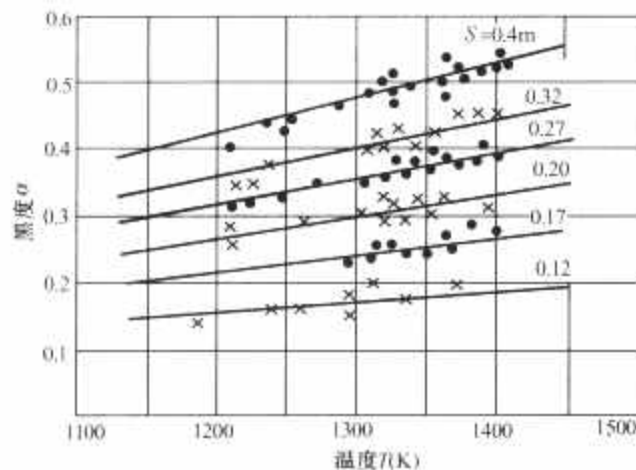


图 3.10-14 重油火焰黑度与温度及辐射层厚度的关系

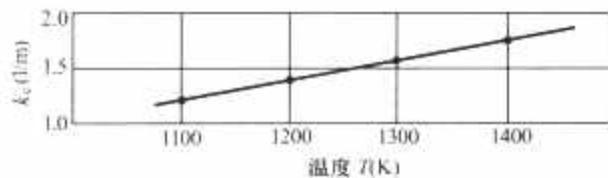


图 3.10-15 重油火焰平均碳黑辐射减弱系数

根据图3.10-14实验数据计算得到的重油火焰平均碳黑辐射减弱系数如图3.10-15所示,并可用下式描述,即

$$k_c = 2 \times 10^{-3} T - 1.0 \quad (1/\text{m}) \quad (3.10-72)$$

在整理锅炉炉内碳黑火焰辐射实验数据的基础上,A. M. 古尔维奇等人提出更精确的 $k_c$ 计算式并在1957年《标准方法》中采用,即

$$k_c = 1.6 \times 10^{-3} T - 0.5 \quad (1/\text{m}) \quad (3.10-73)$$

有机燃料燃烧时,影响火焰中碳黑浓度的主要因素是燃料的物理化学性质(燃料中的碳氢比C/H)、火炬根部燃料

同空气的混合情况(燃烧器结构、燃烧器布置、燃料和空气的供入方式)、过量空气系数、炉烟的再循环率以及炉内的温度场等。

(1) 过量空气系数的影响。过量空气系数 $\alpha$ 对按个炉膛平均的碳黑平均浓度 $\mu_T$ 的影响实验结果如图3.10-16所示,试验中两种燃料 $C_{ar}/H_{ar}=7.7$ 。

由图3.10-16可见,火炬中碳黑粒子的平均浓度 $\mu_T$ 与过量空气系数 $\alpha$ 间近似呈线性关系。

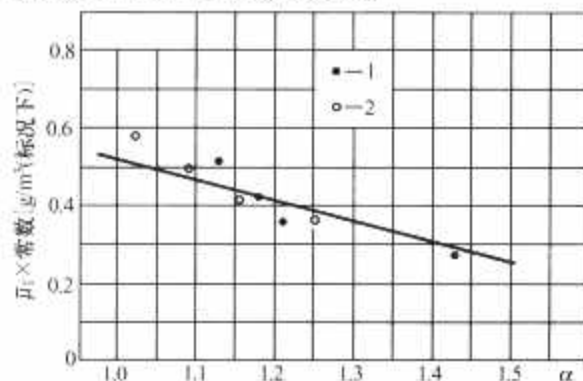


图 3.10-16 火焰中平均碳黑子粒浓度 $\mu_T$ 与过量空气系数 $\alpha$ 的试验关系  
1—重油火焰; 2—煤焦油火焰

(2) 燃料特性的影响。国际燃烧中心对液体燃料燃烧的研究指出,燃料中的碳氢比(C/H)对火焰中碳黑的生成影响很大。图3.10-17示出过量空气系数 $\alpha=1.2$ 时,C/H值对火焰各个位置上碳黑浓度的影响。由图可见,碳氢比(C/H)愈高,碳黑浓度 $\mu$ 愈大,C/H值的改变不仅会改变火炬中碳黑粒子平均浓度水平和它的发光程度,也会对沿火炬燃尽行程碳黑粒子的局部浓度产生明显影响,C/H值愈高这种变化就愈强。

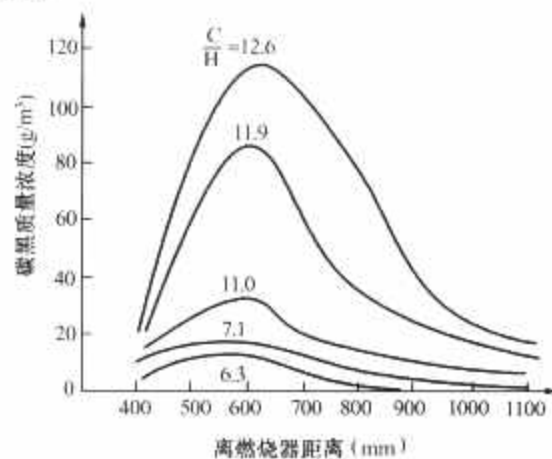


图 3.10-17 C/H值对火焰各个位置上碳黑质量浓度的影响

根据Holliday等人的实验数据整理出火焰中碳黑的平均浓度 $\mu_T$ 与 $C_{ar}/H_{ar}$ 值的关系,如图3.10-18所示。

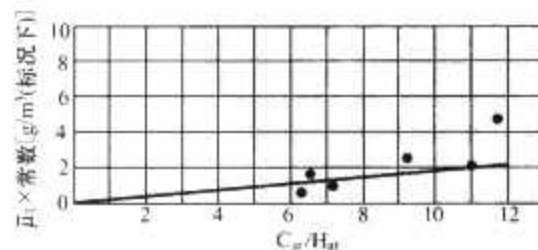


图 3.10-18  $C_{ar}/H_{ar}$ 值对火炬中整个炉膛平均碳黑粒子浓度的影响

由图3.10-18可见,对于重油和气体燃料,当 $C_{ar}/H_{ar} \leq 10$ 时, $C_{ar}/H_{ar}$ 和正个炉膛平均碳黑浓度 $\mu_T$ 间呈线性关系。

图3.10-19综合了各种液体和气体燃料燃烧时比值( $\mu_T/$



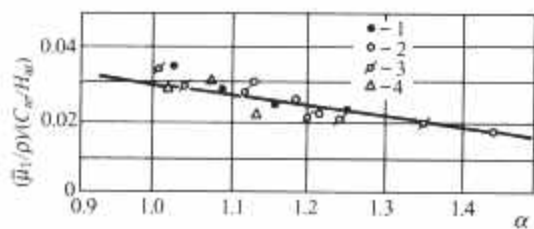


图 3.10-19 各种燃料比值  $(\rho_T/\rho)/(C_{ar}/H_{ar})$  与过量空气系数  $\alpha$  的关系

1—重油；2—柴油机燃料；3—太阳油(索拉油)；4—天然气

$\rho)/(C_{ar}/H_{ar})$  随过量空气系数  $\alpha$  的变化。由图可见，无论对重油或气体燃料，比值  $(\rho_T/\rho)/(C_{ar}/H_{ar})$  是过量空气系数  $\alpha$  的同一函数，它表示了火焰中碳黑浓度的平均水平，由该图可得

$$\frac{\rho_T}{\rho} = 0.03(2-\alpha) \frac{C_{ar}}{H_{ar}} \quad (3.10-74)$$

式中： $\rho$  为碳黑粒子的密度， $g/cm^3$ 。

式(3.10-74)在  $1 \leq \alpha < 2$  范围内是正确的，由于各种燃料碳黑粒子密度变化很小，该式就表示了燃烧液体和气体燃料时火焰中碳黑粒子的平均浓度。对于重油  $C_{ar}/H_{ar}$  值一般接近于 8，而气体燃料通常  $C_{ar}/H_{ar} < 4$ 。

对于重油等碳氢化合物燃料，可根据收到基碳  $C_{ar}$  和  $H_{ar}$  计算  $C_{ar}/H_{ar}$ ；对于气体燃料可按式确定比值  $C_{ar}/H_{ar}$ ，即

$$\frac{C_{ar}}{H_{ar}} = 0.12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n = 0.12 \sum g_i \frac{m_i}{n_i} \quad (3.10-75)$$

式中： $m$ 、 $n$  为化合物中碳和氢的原子数； $C_m H_n$  为气体燃料中碳氢化合物(如  $CH_4$ 、 $C_2H_6$ ...) 的容积百分数； $g_i$  为气体燃料中第  $i$  种组分的含量百分比。

1973 年《标准方法》中碳黑粒子减弱(吸收)系数计算式为

$$k_c = 0.03(2-\alpha)(1.6 \times 10^{-3} T - 0.5) \frac{C_{ar}}{H_{ar}} \quad [1/(m \times 0.98 \times 10^5 Pa)] \quad (k_c \gg 1) \quad (3.10-76)$$

碳黑粒子辐射吸收系数是油、气火焰的重要辐射特性。对比 1957 年和 1973 年《标准方法》中碳黑粒子辐射吸收系数可有

$$\frac{k_{c,57}}{k_{c,73}} = \frac{1}{0.03(2-\alpha)C_{ar}/H_{ar}} \approx 1$$

两个标准  $k_c$  计算值偏差很大。

计算  $k_c$  方程中因子  $K(T) = (1.6 \times 10^{-3} T - 0.5)$  是表示在全光谱辐射里，炉内介质温度对有效波长  $\lambda^*$  的影响。随着温度增高， $\lambda^*$  向短波方面移动，因此  $k_c$  应该增大。然而随着辐射介质温度的提高，除了改变  $\lambda^*$  以外，还减少了碳黑粒子的容积浓度，从而会导致  $k_c$  降低。温度的这种双重影响效应在《标准方法》的三个版本中都没有给予考虑。

俄罗斯 1998 年《标准方法》中，碳黑粒子的辐射吸收系数按下式计算，即

$$k_c = f(\alpha_T^2) \left( \frac{C_{ar}}{H_{ar}} \right)^n (1.6 \times 10^{-3} T - 0.5) \quad [1/(m \cdot MPa)] \quad (k_c \gg 1) \quad (3.10-77)$$

1998 年《标准方法》加大了过量空气系数  $\alpha$  对碳黑生成的影响，而降低了比值  $\left( \frac{C_{ar}}{H_{ar}} \right)$  的作用。三个版本《标准方法》中碳黑粒子辐射减弱系数的计算值偏差很大。按下述条件完成对比计算：燃料—重油； $\frac{C_{ar}}{H_{ar}} = 7.0$ ； $\alpha_1 = 1.1$ ； $T_1' = 1400K$ 。按 1957、1973 和 1998 年版本计算得到的  $k_c$  值分别

为 17.40、3.291/( $m \cdot MPa$ ) 和 2.06 1/( $m \cdot MPa$ )。如此显著的差别表明对  $k_c$  这个特性还没有明确的概念，需要进一步完善。

#### 1.2.4.5 炉内介质的总吸收系数

按 1998《标准方法》计算布格尔准则  $Bu$ ：当燃用重油和气体燃料时，基本辐射组分是气体燃烧产物( $RO_2$ 、 $H_2O$ )及悬浮于气流内的炭黑粒子；当燃用固体燃料时，基本辐射组分是气体燃烧产物( $RO_2$ 、 $H_2O$ )及悬浮于气流内的灰粒子和焦碳粒子。

燃用重油或气体燃料时，炉内工质的总吸收系数中用系数  $m$  考虑碳黑粒子发光火焰对炉膛的相对充满情况。此时炉内工质的总吸收系数按下式计算，即

$$k = k_g + m k_c \quad [1/(m \cdot MPa)] \quad (3.10-78)$$

燃用固体燃料时，炉内工质的总吸收系数为

$$k = k_g + k_h \mu_h + k_K \mu_K \quad [1/(m \cdot MPa)] \quad (3.10-79)$$

当燃用混合燃料时，按每种燃料的热量份额计算平均的吸收系数。当固体燃料、重油和气体燃料混烧时，为

$$k = k_g r_n + (1 - q_M - q_q)(k_h \mu_h + k_K \mu_K) + m_M k_{c,M} q_M + m_q k_{c,q} q_q \quad [1/(m \cdot MPa)] \quad (3.10-80)$$

式中： $r_n$  为烟气中三原子气体的总容积份额； $q_M$  为总放热量中重油的份额； $q_q$  为总放热量中气体燃料的份额； $k_{c,M}$  为按式(3.10-81)计算的重油碳黑粒子的辐射吸收系数； $k_{c,q}$  为按式(3.10-81)计算的气体燃料碳黑粒子的辐射吸收系数； $m_M$ 、 $m_q$  为分别为重油和气体燃料的  $m$  值。

按 1973 年《标准方法》计算总辐射减弱系数时，为

$$k = \sum_{i=1}^m q_i (k_g r_n)_i + \sum_{i=1}^n q_i (k_h \mu_h + k_K \mu_K) + \sum_{i=n+1}^m q_i k_{c,i} \quad [1/(m \cdot MPa)] \quad (3.10-81)$$

$$\sum_{i=1}^m q_i = 1 \quad (3.10-82)$$

式中： $m$  为混合燃料中燃料的总数量； $n$  为混合燃料中固体燃料的数量。

#### 1.2.5 锅炉炉内换热计算

##### 1.2.5.1 工程计算方法的原理

炉内换热是个复杂的过程，因为它与炉内燃烧过程和烟气流过程同时进行，既有燃烧反应的化学过程，又有物质交换的物理过程，它们相互影响。火焰向燃烧面(水冷壁)的能量传递是在具有选择性辐射、吸收以及各向异性散射的运动工质内的化学反应过程中进行的。同时，吸热面被一层具有很高热阻的沉积物所覆盖，其辐射特性也有选择性。

很多因素对炉内换热有重要影响：如炉膛的尺寸和形状、燃烧设备的结构和布置、燃用燃料的种类及其矿物组成部分的特性、燃烧过程的工况条件等。在计算方法中要考虑所有这些因素的影响是困难的。

炉内换热计算方法原则上可分为两大类：

第一类是分析法。这种方法要给出过程完整的数学描写，但由于它的复杂性和实际利用的困难没有在工程计算中得到应用。借助计算机进行炉膛传热数值模拟有了很大发展，取得了一些有价值的成果，但由于炉内过程的复杂性，目前数值模拟方法在准确性等方面还不能满足工程计算要求，还多用来分析过程的物理特性。

第二类是半经验方法。它是建立在一定的物理规律性和关系式(辐射能传递方程和热平衡方程)的基础上，再补充由试验确定的实验系数并考虑炉内过程各个参数间的关系使方程得以封闭。这些参数是在计算时必须考虑的，它们是建立

在直接的实验数据和机组运行试验的基础之上。

由于炉内换热计算的复杂性,必须进行一定的简化,提出一个较为简单的计算模型。苏联的《锅炉机组热力计算标准方法》(简称为《标准方法》)是采用零维模型的半经验法。所谓零维模型是指:炉内各物理量如烟温、受热面壁温及火焰辐射特性等都是均匀的;计算得到某些结果也是平均值,如炉膛出口烟温、受热面平均热负荷等。虽然这些假定和实际情况不一定相符,但由于这样的计算比较简单且不失一定的精度,因而在工程计算中得到广泛应用。

### 1.2.5.2 水冷壁的热有效系数

水冷壁的热有效系数 $\psi$ 是水冷壁受热面实际吸收热量与火焰辐射总热量的比值,其值等于水冷壁角系数 $x$ 与污染系数 $\zeta$ 的乘积,后者是考虑受热面受到污染或敷有绝热覆盖物所造成的热阻,是火焰辐射到水冷壁上的热量被水冷壁受热面获得的份额,即

$$\psi = x\zeta \quad (3.10-83)$$

如果炉墙为具有不同热有效系数 $\psi$ 的水冷壁所覆盖或者水冷壁仅覆盖了部分炉墙,则整个炉膛平均的热有效系数为

$$\psi = \frac{\sum \psi_i F_{b,i}}{\sum F_{b,i} + F_{ch}} \quad (3.10-84)$$

当没有炉内屏时

$$\sum \psi_i F_{b,i} = \sum_{i=1}^n \psi_i F_{b,i} + \psi_{ch} F_{ch} \quad (3.10-85)$$

当有炉内屏时

$$\sum \psi_i F_{b,i} = \sum_{i=1}^n \psi_i F_{kb,i} + Z_p \sum_{i=1}^k \psi_i F_{p,i} + Z_{pb} \sum_{i=1}^m \psi_i F_{pb,i} + \psi_{ch} F_{ch} \quad (3.10-86)$$

未覆盖水冷壁的炉墙区段取其 $\psi=0$ 。

污染系数按表3.10-8取用。

把炉膛和位于其后受热面分开的炉膛出口烟窗,其污染系数为

$$\zeta_{ch} = \beta\zeta \quad (3.10-87)$$

式中: $\zeta$ 为按表3.10-8取用的贴墙水冷壁的污染系数; $\beta$ 为考虑炉膛和受热面间相互换热的系数。

表 3.10-8 水冷壁的污染系数 $\zeta$

水冷壁形式	燃料种类	$\zeta = \psi/x$
室燃炉内:贴墙光管水冷壁和贴墙膜式水冷壁	气体燃料	0.65
	重油	0.55
	粉状固体燃料	
	无烟煤、贫煤	0.45
	中等结渣特性的烟煤和褐煤	0.45
	高结渣特性的烟煤和褐煤	0.35~0.40
	泥煤	0.45
层燃炉内:贴墙光管水冷壁和鳍片管水冷壁	页岩	0.25
	所有燃料	0.60
	耐火涂料覆盖的销钉水冷壁	0.20
耐火砖覆盖的水冷壁	所有燃料	0.10

### 1.2.5.3 苏联古尔维奇法

古尔维奇通过对描写炉内过程的各种方程列出16个相似准则。在忽略次要准则之后,提出对炉内换热影响最关键的三个准则,即

$$\Pi_1 = \left( \frac{q_i}{q_d} \right)^{-1} \Pi_2 \quad (3.10-88)$$

$$\Pi_2 = \frac{q_i}{\sigma_0 T_\phi^4} \quad (3.10-89)$$

$$\Pi_3 = kS = Bu \quad (3.10-90)$$

式中: $q_i$ 为火焰向炉膛周界表面的有效辐射热流(火焰对炉壁的投射辐射为炉壁的有效辐射)即受热面吸收的热流; $q_d$ 为炉内烟气运动过程中被烟气迁移的对流热流; $\sigma_0$ 为绝对黑体的辐射系数, $\sigma_0 = 5.67 \times 10^{-11}$ , kW/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>); $T_\phi$ 为火炬温度; $Bu$ 为布格尔准则。

将 $q_d = \omega c_y T_\phi$ 代入式(3.10-88),同时 $\omega = \phi B_1 v_y / F$ ,可得

$$\Pi_1 = \frac{\omega c_y T_\phi}{\sigma_0 T_\phi^4} = \frac{\phi B_1 v_y c_y}{\sigma_0 T_\phi^3 F} = \frac{\phi B_1 v_y c_y}{\sigma_0 T_\phi^3 F_b} \times \frac{F_b}{F} \quad (3.10-91)$$

式中: $\omega$ 为烟气流速; $c_y$ 为单位烟气容积的定压比热容; $v_y$ 为1kg燃料燃烧产物容积; $B_1$ 为计算燃料消耗量; $F$ 、 $F_b$ 为炉膛的横截面积和炉墙面积。

在锅炉炉膛内,沿火炬燃尽路程(或沿炉膛高度),炉内工质的温度从假定燃料在绝热燃烧过程中所具有的理论燃烧温度 $T_a$ 降低到由燃烧和传热过程所确定的炉膛出口烟气温 $T''_T$ 。虽然在实际燃烧条件下任何时候也不可能达到温度 $T_a$ ,但是由于它是所燃用燃料和炉内燃烧工况条件的一个特征值,因而在《标准方法》中将 $T_a$ 作为计算炉内换热的一个定性温度。

考虑上述情况,将式(3.10-91)改写成为

$$\Pi_1 = \frac{\phi B_1 v_y c_y}{\sigma_0 T_a^3 F_b} \left( \frac{T_a}{T_\phi} \right)^3 \frac{F_b}{F} \quad (3.10-92)$$

在式(3.10-92)中采用 $B'_0 = \frac{\phi B_1 v_y c_y}{\sigma_0 T_a^3 F_b}$ ,同时考虑到 $\frac{F_b}{F} \propto \frac{H_T}{S}$ ,其中, $H_T$ 为炉膛高度, $S$ 为有效辐射层厚度,此时式(3.10-92)将转换为

$$\Pi_1 = B'_0 \left( \frac{T_a}{T_\phi} \right)^3 \frac{H_T}{S} \quad (3.10-93)$$

可将式(3.10-93)中的玻尔兹曼(Boltzmann)准则 $B'_0$ 用炉内有效放热量 $Q_T$ (理论燃烧温度下烟气焓)与炉膛出口烟气焓 $h''_T$ 表示,即

$$B'_0 = \frac{B_1(Q_T - h''_T)}{\phi \left[ \left( 1 - \frac{T''_T}{T_a} \right) \sigma_0 T_a^4 F_b \right]}$$

则

$$B'_0 = \frac{\left( \frac{B_1 Q_T}{F_b} \right) / \sigma_0 T_a^4}{\phi (T_a - T''_T) / T_a} \quad (3.10-94)$$

式中: $B_1(Q_T - h''_T)/F_b$ 为炉膛壁面热负荷; $\phi$ 为保热系数。

由式(3.10-94)可看到, $B'_0$ 准则决定于炉膛壁面热负荷与烟气冷却程度 $(T_a - T''_T)/T_a$ 的比值。

第二个准则 $\Pi_2$ 可改写成为

$$\Pi_2 = \frac{q_i}{q_i} \frac{q_i}{\sigma_0 T_\phi^4} \quad (3.10-95)$$

式中: $q_i$ 为投射辐射流。

火炬与绝对黑体在同一温度下、全光谱范围内辐射能的比值,即炉膛的黑度 $a_\phi$ 为

$$\frac{q_i}{\sigma_0 T_a^4} = \frac{\int_0^\infty I_i(\lambda) d\lambda}{\int_0^\infty I_0(\lambda) d\lambda} = a_\phi = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi} \quad (3.10-96)$$



式中:  $\psi$  为热有效系数;  $a_{\phi}$  为火焰黑度;  $I_1(\lambda)$  为  $T_{\phi}$  温度下, 单色投射辐射强度;  $I_0(\lambda)$  为  $T_{\phi}$  温度下, 绝对黑体单色辐射强度。

由于  $q_1 = B_1 Q_1 / F_b$ , 可写出  $\Pi_2 = \psi a_T = (B_1 Q_1 / F_b) / \sigma_0 T_{\phi}^4$ , 由此可知, 准则  $\Pi_2$  就决定于炉膛壁面热负荷与火焰温度  $T_{\phi}$  下辐射流强度的比值。

第三个准则  $\Pi_3$  (Bouguer 准则) 是炉内工质的光学厚度, 由它可确定火焰的黑度  $a_{\phi}$ , 即

$$\Pi_3 = \tau_{\phi} = -l_n(1 - a_{\phi}) \quad (3.10-97)$$

由于火焰黑度  $a_{\phi}$  包含在炉膛黑度  $a_T$  的计算式内, 同样也就包含在准则  $\Pi_2$  内, 因此准则  $\Pi_3$  不是独立的。

综上可知, 可以用准则  $\Pi_1$  和  $\Pi_2$  作为炉内换热计算的定性准则。用炉内烟气冷却程度值  $(T_a - T_T'') / T_T''$  作为炉内燃烧和换热的最终特性。综合炉内换热的大量实验数据指出,  $(T_a - T_T'') / T_T''$  是准则  $\Pi_1$  和  $\Pi_2$  的函数。取玻尔兹曼准则  $B_0 = B_0' / \psi$ , 并将  $a_T / B_0$  作为独立的准则, 可写出

$$\frac{T_a - T_T''}{T_T''} = F\left(\frac{\Pi_2}{\Pi_1}\right) = \phi\left(\frac{a_T}{B_0}, \frac{S}{H_T}, \frac{T_{\phi}}{T_a}\right) \quad (3.10-98)$$

根据相似理论的方法, 可将式(3.10-98)转化为

$$\frac{T_a - T_T''}{T_T''} = \left(\frac{a_T}{B_0}\right)^{n_1} \left(\frac{S}{H_T}\right)^{n_2} \left(\frac{T_{\phi}}{T_a}\right)^{n_3}$$

或

$$\frac{T_a - T_T''}{T_T''} = M_1 \left(\frac{S}{H_T}\right) M_2 \left(\frac{T_{\phi}}{T_a}\right) \left(\frac{a_T}{B_0}\right)^{n_1} \quad (3.10-99)$$

此处, 函数  $M_1 \left(\frac{S}{H_T}\right) \propto M_1 \left(\frac{F}{F_b}\right)$  是考虑炉膛空间温度场结构对换热的影响; 函数  $M_2 \left(\frac{T_{\phi}}{T_a}\right)$  是考虑炉内过程温度水平  $T_{\phi}$  对换热的影响。

在炉膛内形成什么样的温度场取决于比值  $S/H_T$ 。当比值  $S/H_T$  (相当于  $F/F_b$ ) 非常小时, 即极瘦长形炉膛, 此时炉膛横截面内烟气温度场比较均匀, 而沿炉膛高度方向温度场变化极大。随着  $S/H_T$  增大, 沿炉膛高度方向温度场的不均匀程度减小, 但炉膛横截面内烟气流的不等温性增大。随锅炉容量变化而变化的锅炉尺寸对炉内换热的影响, 显然会反映在炉膛温度场特性的变化上。对于一定形式的炉膛而言, 用不变的  $M_1$  和  $M_2$  值表征的燃烧和换热条件, 应该是符合炉膛温度场自模化条件的。

为了能按式(3.10-99)进行炉膛换热计算, 首先必须确定指数  $n_1$  的数值, 它表明准则  $a_T/B_0$  对换热的影响程度。还须确定函数  $M_1 \left(\frac{S}{H_T}\right)$  和  $M_2 \left(\frac{T_{\phi}}{T_a}\right)$  的形式。

苏联 ЦКТИ 和其他科研机构的研究确定, 式(3.10-99)中的指数  $n_1$  与锅炉容量、负荷以及燃用燃料的种类都无关, 对于各种锅炉燃烧设备和燃料  $n_1 = 0.6$ 。

在制定《热力计算标准方法》中,  $S$  和  $H_T$  对炉内换热的影响是用独立的参数来考虑的。这样可把函数  $M_1$  表示成为与比值  $H_R/H_T$  (燃烧器标高/炉膛高度) 有关。

用  $\theta_T' = T_T''/T_a$ , 并考虑到上述情况, 式(3.10-99)可转换为

$$\frac{1 - \theta_T'}{\theta_T'} = M \left(\frac{a_T}{B_0}\right)^{0.6} \quad (3.10-100)$$

或

$$\theta_T' = \frac{B_0^{0.6}}{Ma_T^{0.6} + B_0^{0.6}} \quad (3.10-101)$$

$$\text{式中: } M = M_1 (H_R/H_T) M_2 (T_{\phi}/T_a) \quad (3.10-102)$$

1957 年《标准方法》制定时, 实验数据来自中、小容量锅炉, 计算表明在  $(x_r + \Delta r) = 0 \sim 0.25$  范围内,  $(x_r + \Delta r)$  对炉膛出口烟温  $\theta_T'$  的影响较小, 故取  $M_1 (H_R/H_T) = 0.445$ ,  $M_2 (T_{\phi}/T_a) = 1.0$ , 即式(3.10-101)中  $M = 0.445$ 。

由于在蒸发量小于  $(230 \sim 300)$  t/h 锅炉上, 1957 年《标准方法》的成功应用, 因而 16 年后在《锅炉机组热力计算标准方法》修订版(1973 年《标准方法》)中, 炉内传热计算部分仍然采用古尔维奇公式框架, 只用  $M_1$  来表示沿炉膛高度方向温度最高点的相对位置对炉内换热的影响, 即沿炉膛高度方向温度场不等温性对炉内换热的影响。很显然, 最高点位置越靠近炉膛出口烟窗, 炉膛出口烟温  $T_T''$  值就越高, 而  $M_1$  值越低。由于燃料中的绝大部分可燃物是在燃烧器标高附近燃烧的, 因此当燃烧器处于水平位置时, 火焰温度的最高点取其处于燃烧器布置标高区域内。在函数  $M_1$  的计算式中引入一个修正量  $\Delta H$ , 用来考虑与上述位置不同时可能的偏差。修正量的数值与火焰温度最高区沿炉膛高度可能的位移有关。它取决于燃烧器倾角、燃烧器结构和布置以及燃料着火过程的迟延情况等。

在 1973 年《标准方法》中根据炉内换热数据得到  $M_1 = f(H_R/H_T)$  的计算式为

$$M = M_1 = A \left(1 - B \frac{H_R + \Delta H}{H_T}\right) = A - AB(x_r + \Delta r) \quad (3.10-103)$$

式中: 系数  $A$  和  $B$  由燃料种类确定, 即重油和气体燃料,  $A = 0.54$ ,  $AB = 0.2$ ; 高反应性能力固体燃料,  $A = 0.59$ ,  $AB = 0.5$ ; 低反应性能力固体燃料,  $A = 0.56$ ,  $AB = 0.5$ 。

而受实验数据所限, 仍取  $M_2 = 1.0$ 。

《标准方法》在中国广泛用于计算炉内换热。苏联的研究表明: 1973 年《标准方法》中炉膛出口烟温计算式对于蒸发量小于  $(230 \sim 300)$  t/h 的锅炉在绝热燃烧温度  $T_a > (1900 \sim 2000)$  K 的条件下, 计算结果是准确的。当应用到较大容量锅炉  $(600 \sim 2650)$  t/h 炉膛换热计算时, 发现实测的炉膛出口烟温  $T_T''$  比用 1973 年《标准方法》计算值高出  $(100 \sim 130)$  K; 而对于采用风扇磨煤机的炉膛燃烧低质褐煤时, 炉内过程因受烟气再循环的影响, 炉膛出口烟温比 1973 年《标准方法》计算值低  $(50 \sim 80)$  K。

#### 1.2.5.4 炉膛出口烟温计算值与实测数据产生偏差的原因

(1) 计算模型。1957 年《标准方法》和 1973 年《标准方法》中关于炉膛出口烟温计算方法的框架是完全一样的, 均采用“双灰体”模型, 即将火焰和水冷壁受热面的壁面都看作为灰体, 其辐射和吸收没有选择性。计算方法是建立在总辐射特性的基础之上, 系统的选择性只是利用火焰黑度与温度的相应关系间接考虑的。这样的处理对工程计算会带来很大的方便, 但没有充分考虑火焰和受热面辐射的选择性将会对计算结果带来一定误差。而且, 将火焰看作灰体要比将受热面看作灰体其影响会更显著些。火焰和受热面辐射的选择性, 两者影响的方向是一致的, 都使炉内换热减弱, 相应地会提高炉膛出口烟温  $T_T''$ 。

(2) 炉内温度场。无论是沿炉膛高度方向或者是炉膛横断面上的温度场都存在明显的非等温性, 这种非等温性对炉内换热有明显的影

响。由前可知, 在 1973 年《标准方法》中, 沿炉膛高度方向温度场的不等温性是用  $M_1$  来间接考虑的。

在容量不大的锅炉炉膛内, 由于火焰光学密度 ( $Bu$  值) 不大, 炉膛横断面上的温度比较均匀, 在炉膛中心不会有很

高的温度突起。随着容量增大,光学密度也增大,而且炉膛横断面有很高的单位热负荷,根据炉膛空间实测的等温线可知,在中心区域有很高的温度,但向周边温度急剧降低。这将引起炉膛横断面内火焰不等温性增大。实验数据表明,大容量煤粉锅炉炉膛出口烟温分布,中部要比两边高出(100~140)℃。此时,高温火焰核心的辐射在很大程度上总是受到较冷的贴壁烟气层的屏蔽,这种所谓的辐射遮蔽效应降低了投射到壁面上的辐射热流,导致炉内吸收热量降低、使炉膛出口烟温升高。而且炉内工质光学密度愈大,这个效应就愈显著。

在基本方程式(3.10-103)中,对室燃炉为

$$a_T = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi})\psi_{\text{pj}}} \quad (3.10-104)$$

$$a_{\phi} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-Bu} \quad (3.10-105)$$

由上两式和式(3.10-101)可知,在所有情况下, $Bu$ 增大应该导致 $a_{\phi}$ 和 $a_T$ 增大,炉膛吸收热量增加,炉膛出口烟温降低。然而近年来由ЦКТИ和ВТИ共同完成的试验研究证实,无论是燃料灰分增加、还是锅炉机组容量提高,当 $Bu > 2.0$ 时, $Bu$ 准则数对炉膛吸热的相反作用,即炉膛换热实际降低。考虑到这个换热特点,研究者提出在《标准方法》中必须引入修正,要用新的特征值 $M_{Bu}$ 代替煤粉炉计算中原有的 $M$ 值。在实验基础上,建议 $M_{Bu}$ 按下式计算,即

$$M_{Bu} = 0.56 - 0.5[x_T + 0.06(Bu - 2)]$$

当 $Bu > 2.0$ 时,引入的修正发挥作用(此时 $a_T$ 已接近1.0),实际上被加数 $\Delta x = 0.06(Bu - 2)$ 考虑的是炉膛横断面内的不等温性。

由于1973年《标准方法》中炉膛出口烟温计算值与锅炉实际运行值出现较大偏差,为了保证炉膛出口受热面工作的安全,提高炉内换热计算精度,苏联许多学者都对《标准方法》中炉膛出口烟温计算式提出了多种修正方案。

### 1.2.5.5 俄罗斯1998年新标准

1998年由ЦКТИ和ВТИ编制了《锅炉热力计算(标准方法)》修订、补充第三版。如1998年《标准方法》前言所述:从ЦКТИ和ВТИ编制的锅炉机组热力计算标准方法(1973年版)出版25年以来,已经证明在解决锅炉热力计算的途径以及计算方法建立中所取用的原理和规定是正确的。因此,在形成1998年《标准方法》时,没有必要对锅炉热力计算的方法和结构作原则上的修改。同时,为了使它能反映新的实验资料,对标准方法进行修订也是必然的。修订内容最大的就是炉内换热计算及受热面金属壁温计算。

在新《标准方法》中,是用燃烧产物基本辐射特性的布格尔准则 $Bu = kps$ 来考虑炉内工质贴墙层内热辐射的自身吸收(由辐射遮蔽效应引起的自身吸收),即利用 $Bu$ 数考虑火焰横向不等温性,取消炉膛黑度 $a_T$ 的概念。因为随着锅炉容量增大, $Bu$ 数值增大,按照1973年《标准方法》,在所有情况下 $Bu$ 增大的结果将导致炉膛吸热量增加,当 $Bu = 2.0$ 时(按1973年《标准方法》计算值)炉膛黑度 $a_T$ 已接近1.0,这是不合理的。ЦКТИ和ВТИ在20世纪70年代共同完成的试验研究证明了,当 $Bu > 2.0$ 以后 $Bu$ 数对炉膛换热的相反作用,即 $Bu < 2.0$ 时,随 $Bu$ 增大炉膛换热增大, $Bu > 2.0$ 以后,随 $Bu$ 增大,炉膛换热减小,而且炉内工质光学密度 $Bu$ 愈大,这个减弱就愈强烈。为此在1998年《标准方法》中用 $Bu$ 数构建一个 $Bu$ 的“驼峰形”函数 $\tilde{Bu}$ (称为 $Bu$ 准则的有效值)来表征 $Bu$ 对炉内换热的影响,即

$$\tilde{Bu} = 1.6 \ln \left( \frac{1.4Bu^2 + Bu + 2}{1.4Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (3.10-106)$$

示于图3.10-20。1998年《标准方法》的修订,并未采用苏联学者提出的各种修正方案。

《标准方法》还简化了灰粒子和焦炭粒子辐射吸收系数的计算公式,比起1973年《标准方法》,其计算值要低很多,所以新《标准方法》 $Bu = 1.2$ 相当于老《标准方法》 $Bu = 2.0$ 。

决定炉膛出口烟温无因次温度 $\theta'_T$ 的主要参数是玻尔兹曼准则 $B_0$ 和布格尔准则 $Bu$ ,即

$$\theta'_T = \frac{T'_T}{T_a} = \frac{B_0^{0.6}}{M\tilde{Bu}^{0.3} + B_0^{0.6}} \quad (3.10-107)$$

式中: $M$ 为考虑燃烧器布置相对标高、炉内烟气中惰性成分多少及其他因素对炉内换热影响的参数; $\tilde{Bu}$ 为布格尔准则 $Bu(kps)$ 的函数,称为布格尔准则的有效值

$$B_0 = \frac{\varphi B_j (VC)_{\text{pj}}}{\sigma_0 \psi_{\text{pj}} F_b T_a^3} \quad (3.10-108)$$

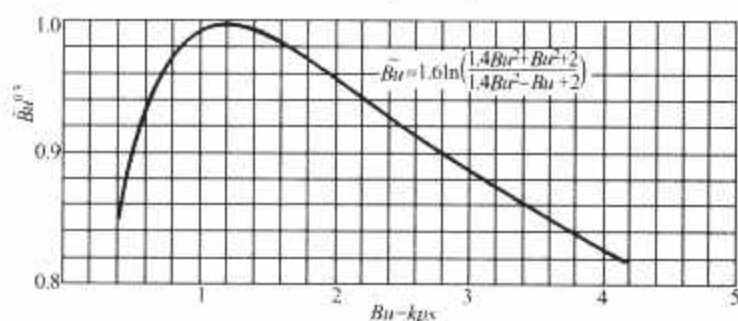


图 3.10-20  $\tilde{Bu}^{0.3} = f(kps)$

1998《标准方法》中 $M$ 值对炉膛形式、燃料燃烧方法、燃烧器种类及其布置方式、烟气组成以及燃用混合燃料、分级燃烧和烟气再循环等情况都给予了考虑,同1957年、1973年《标准方法》有较大差别。

由式(3.10-107)和式(3.10-108)可得炉膛出口烟温的计算式为

$$\theta'_T = \frac{T_a}{1 + M\tilde{Bu}^{0.3} \left[ \frac{\sigma_0 \psi_{\text{pj}} F_b T_a^3}{\varphi B_j (VC)_{\text{pj}}} \right]^{0.6}} - 273^\circ\text{C} \quad (3.10-109)$$

炉墙面积计算式为

$$F_b = \frac{\varphi B_j (VC)_{\text{pj}}}{\sigma_0 \tilde{Bu}^{0.5} \psi_{\text{pj}} T_a^3} \left[ \frac{1}{M} \left( \frac{T_a}{T'_T} - 1 \right) \right]^{5/3} = \frac{B_j Q_i}{\sigma_0 M \psi_{\text{pj}} \tilde{Bu}^{0.5} T'_T T_a^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M} \left( \frac{T_a}{T'_T} - 1 \right)^2} \quad (\text{m}^2) \quad (3.10-110)$$

式中: $Q_i = \varphi(Q_T - h''_T)$ 为对应于每kg燃料的炉内吸热量, kJ/kg;  $Q_T$ 为炉内有效放热量, kJ/kg;  $h''_T$ 为炉膛出口烟气焓, kJ/kg。

### 1.2.5.6 其他国家炉内换热的几种工程计算方法

欧美等工业发达国家锅炉制造企业所采用的炉内换热计算方法,并非国家标准或行业标准,而是各公司在换热基本原理的基础上,根据自己的研究,对实炉进行实测总结后建立起来的,仅在自己公司内部使用的方法。一般来讲,这种方法经验性较强,局限性较大,只适用确定的炉型和燃烧方式。没有形成像苏联和俄罗斯《标准方法》那样完整的体系。

(1) Sulzer公司的炉膛出口烟温线算图法。Sulzer(苏尔寿)公司有其自己的热力计算标准及完整的线算图。20世纪



70年代采用的标准只适用于200~250MW以下的中小容量锅炉。仅需计算两个参数即可通过线算图查得炉膛出口烟温。

净壁面热负荷为

$$q^* = \frac{\eta_b B(H_u + V_L I_L)}{F_R} \quad [\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad (3.10-111)$$

式中:  $\eta_b$  为燃烧效率;  $B$  为标准状况下燃料的消耗量, kg/h (煤) [m<sup>3</sup>/h (油气)];  $V_L$  为标准状况下每公斤(立方米)燃料所需空气量, m<sup>3</sup>/kg (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>);  $I_L$  为标准状况下热空气标准状况下焓, J/m<sup>3</sup>;  $F_R$  为炉膛有效受热面面积, m<sup>2</sup>;  $H_u$  为标准状况下燃料的低位发热量, J/kg (J/m<sup>3</sup>)。

单位面积烟气量为

$$G/F_R \quad [\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] \quad (3.10-112)$$

式中:  $G$  为标准状况下烟气量, m<sup>3</sup>/h。

根据  $q^*$  和  $G/F_R$  可按相应线算图查出炉膛出口烟温, 图 3.10-21 为角式燃烧煤粉炉出口烟温线算图。它的适用条件: 角式燃烧方式; 过量空气系数为 1.2~1.25; 燃烧器中心标高与炉膛高度之比在 0.28~0.3; 不需再考虑炉膛污染情况。该法简捷快速, 但适用炉型有限。随锅炉容量增大, 须按运行数据和设计人员经验不断完善和更新线算图, 局限性很大。

(2) Sulzer 公司的炉膛换热计算方法。采用下式计算炉膛出口烟气温度, 即

$$T'' = T_a \sqrt{\frac{B_0}{3K\epsilon_0 + B_0}} - 273 \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-113)$$

$$B_0 = \frac{(1-\beta/2)B_1(I_a - T''_1)}{\sigma_0 F_1 T_a^3 (T_a - T''_1)} \quad (3.10-114)$$

$$\epsilon_0 = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_h} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1} \quad (3.10-115)$$

$$K = k_1 + k_2 \alpha + k_3 \beta_{GB} + k_4 T_a/T''_1 \quad (3.10-116)$$

$$\epsilon_h = 1 - e^{-\sum k p_s}$$

$$\sum k p_s = (k_{\text{CO}_2} + k_{\text{H}_2\text{O}} + k_C + k_{\text{H}_2}) p_s$$

式中:  $B_0$  为玻尔兹曼特征数;  $\epsilon_0$  为炉膛的系统黑度;  $K$  为修正系数, 由考虑燃烧器倾角的修正系数  $k_1$ 、 $k_2$ , 修正火焰充满程度和燃烧器位置的系数  $k_3$  以及炉内温度场的修正系数  $k_4$  组成:  $k_1 = 0.21$ ; 燃烧器向上倾时,  $k_2 = -0.003$ ; 燃烧器向下倾时,  $k_2 = 0.001667$ ;  $k_3 = 0.29$ ;  $k_4 = s/600$ ,  $s$  为有效辐射层厚度;  $\epsilon_w$  为考虑炉膛中结渣、积灰影响的结渣系数, 烟煤取 0.8~0.9, 褐煤取 0.75~0.85, 油取 0.9~1.0, 气体燃料取 1.0;  $\epsilon_h$  为炉膛的火焰黑度;  $\alpha$  为燃烧器倾角;  $\beta_{GB}$  为投入运行的燃烧器的平均高度以上受热面与炉膛总受热面的比值。

(3) 美国 GE 公司的炉膛换热计算方法。以火焰温度和水冷壁面温度四次方差作为炉膛换热计算的基础, 炉膛换热计算式为

$$Q = KH_1 \epsilon_s \left[ \epsilon_g \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - \alpha_{w \rightarrow g} \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (3.10-117)$$

$$\epsilon_g = \frac{F_E - 1 + \epsilon_H}{F_E}$$

$$\alpha_{w \rightarrow g} = \frac{F_E - 1 + \alpha_H}{F_E}$$

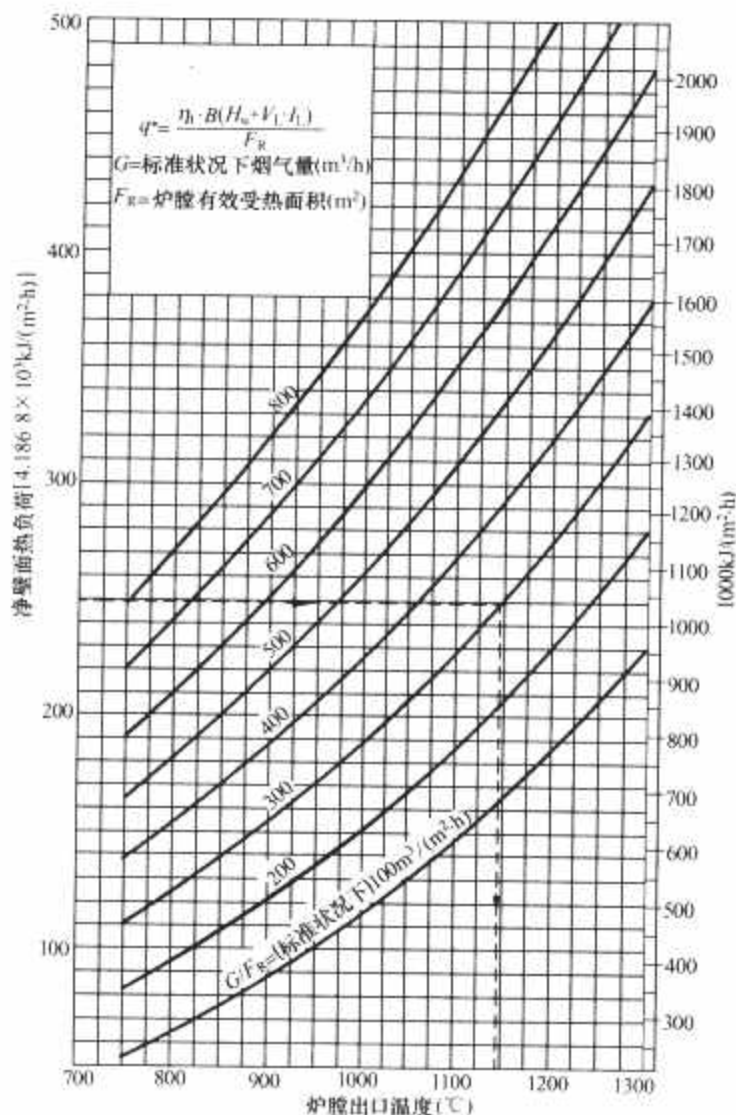


图 3.10-21 角式燃烧煤粉炉出口烟温线算图

式中:  $Q$  为炉膛换热量;  $K$  为斯蒂芬—玻尔兹曼常数;  $H_1$  为接受辐射的有效受热面积, m<sup>2</sup>;  $\epsilon_s$  为水冷壁有效辐射系数, 亦即水冷壁受热面的黑度, 取决于燃料种类和炉膛沾污程度, 对于清洁炉膛取 0.75, 100% 沾污的炉膛取 0.65, 其他情况取 0.75~0.65;  $\epsilon_g$  为燃烧产物的辐射率;  $T_g$  为烟气温度, K;  $\alpha_{w \rightarrow g}$  为燃烧产物吸收比;  $T_w$  为水冷壁表面温度, K;  $F_E$  为修正因子,  $F_E \geq 1.0$ , 它取决于炉膛的有效辐射层厚度、燃烧产物的压力和温度, 还考虑了除 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 以外其他气体成分辐射的影响;  $\epsilon_H$  为只计算 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 的 Hottel 辐射率;  $\alpha_H$  为 Hottel 线算图给出的燃烧产物 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 的吸收比。

炉膛换热计算中要从数量上确定燃烧产物的辐射率和吸收比, 从根本上讲, 要做到这一点, 必须预先算出燃烧过渡生成物(如 OH、C、CO、CN、HCN、N、NO、HCO、H、C<sub>2</sub>、CH 及其他可能存在的基团)的形成, 空间各点的浓度和存在的时间。还要能预先算出碳氢火焰中碳黑的生成(颗粒大小、分布和浓度等)以及燃煤火焰中灰粒和焦炭颗粒的辐射等。如果燃料的着火温度高, 则还有未着火燃料(如煤粉)本身所放出的辐射热也是不能忽略的。然而直到目前为止, 不论是化学反应动力学还是上述各种成分的辐射光谱都尚未完全掌握。按 Hottel 线算图中只能确定水蒸气和二氧化碳共存时纯气体的辐射率和吸收比。而且假定燃料与空气进行燃烧过程时是理想地并在瞬间全部化合成 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O, 并没考虑中间过程和中间产物以及烟气中各种固体颗粒对辐射特性的影响, 因此只按 Hottel 有关 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 共存的辐射率  $\epsilon_g$  和吸收比  $\alpha_{w \rightarrow g}$  数值来计算炉内换热是不够的(它只是切向燃烧炉膛总辐射率中的一部分), 必须考虑其他成分的辐射率, 以求得各辐射成分所产生的总的烟气有效辐射率, 即所谓的将辐射源“黑化”, 如 CE 公司对  $\epsilon_g$  和  $\alpha_{w \rightarrow g}$  采

用修正系数  $F_E$  进行修正即如此。 $F_E$  对  $\epsilon_g$  的影响如图 3.10-22 所示。

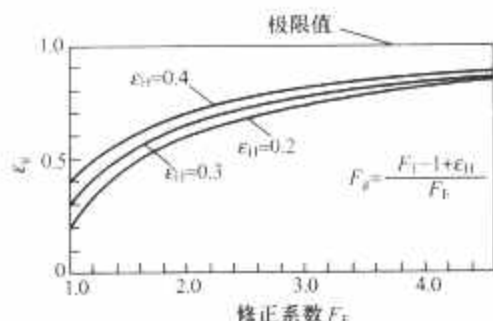


图 3.10-22 燃烧产物(各辐射成分)的辐射率  $\epsilon_g$  与  $F_E$  的关系曲线

从实质上讲,  $F_E$  是对 Hottel 计算的修正。其值从  $F_E = 1$  到  $F_E = \infty$ 。其极限为黑体, 即  $F_E \rightarrow \infty$  时,  $\epsilon_g \rightarrow 1$ ,  $\alpha_{w \rightarrow g} \rightarrow 1$ 。随着  $F_E$  的增大, 燃烧产物逐渐被“黑化”, 辐射和吸收能力增强。因为气体辐射有选择性, 不能把它作为灰体, 而且在炉内燃烧产物与水冷壁有换热的情况下并不处于热平衡状态, 所以辐射率并不等于吸收比。

图 3.10-22 中  $F_E = 1$  (不进行修正) 时, 在锅炉炉膛温度下有代表性的 Hottel 值  $\epsilon_H$  在 0.2~0.4。

在燃烧产物辐射率和吸收比确定之后, 计算燃烧产物与外壳水冷壁之间的辐射换热时, 只要把气体(燃烧产物)的自身辐射  $\epsilon_g E_{b,g}$  (气体温度为  $T_g$ ) 减去气体的吸收辐射  $\alpha_{w \rightarrow g} E_{b,w}$ , 即可得到燃烧产物与水冷壁间换热的热流密度, 即

$$q = K \left[ \epsilon_g \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - \alpha_{w \rightarrow g} \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right]$$

进一步可得炉内总换热计算式(3.10-117)。该式还可用于分段法计算沿炉膛高度烟气温度的分布。

为便于计算, 已将上述公式图表化。燃煤切向燃烧炉膛具体计算步骤如下:

1) 计算辅助参数为

$$\text{热输入率} = \frac{B_C Q_{gr,ar}}{S} \quad (\text{MW/m}^2)$$

$$\text{炉膛相对高度} = \frac{h_l}{R}$$

$$\text{燃烧器相对高度} = \frac{h_c}{R}$$

$$R = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$$

$h_l$  = 运行的顶层燃烧器至分隔屏底的距离 -  $R \tan \theta$  (m)

$h_c$  = 燃烧器中心线至屏底距离 -  $R \tan \theta$  (m)

式中:  $B_C$  为计算燃料消耗量, kg/s;  $Q_{gr,ar}$  为燃料收到基的高位发热量, MJ/kg;  $S$  为炉膛断面积,  $\text{m}^2$ ;  $R$  为炉膛当量半径, m;  $\theta$  为燃烧器摆角。

2) 按图 3.10-23 求出清洁炉膛的出口烟温  $\theta'_n$ 。

3) 按图 3.10-24 求出 100% 沾污炉膛的出口烟温  $\theta'_{100}$ 。

4) 根据炉膛的实际沾污程度, 由  $\theta'_n$  和  $\theta'_{100}$  值用内插法确定  $\theta'_{10}$ 。

5) 根据过剩空气量由图 3.10-25 查出出口烟温的修正值  $\Delta \theta'_0$ 。

6) 炉膛实际出口烟温  $\theta'_l = \theta'_{10} + \Delta \theta'_0$ 。

7) 若有烟气再循环, 还应根据再循环烟气率以及再循环烟气引入炉膛的位置由线算图查得出口烟温修正值  $\Delta \theta'_0$ , 炉膛实际出口烟温  $\theta'_l = \theta'_{10} + \Delta \theta'_0 + \Delta \theta'_0$ 。

(4) 美国机械工程师学会(ASME)线算图法。ASME 在几台大型煤粉上试验得到的曲线如图 3.10-26 和图 3.10-27 所示。

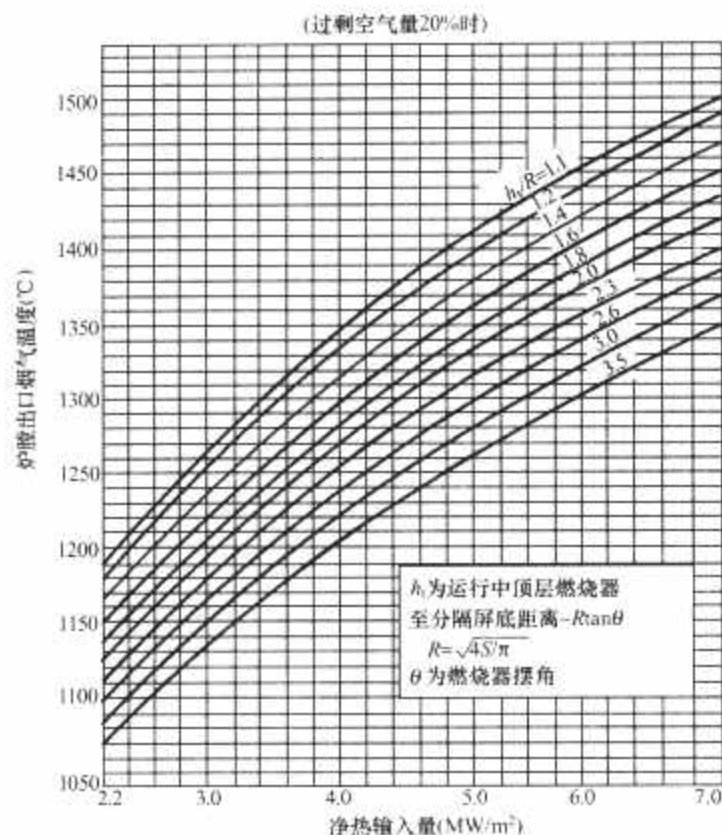


图 3.10-23 清洁炉膛出口烟气温

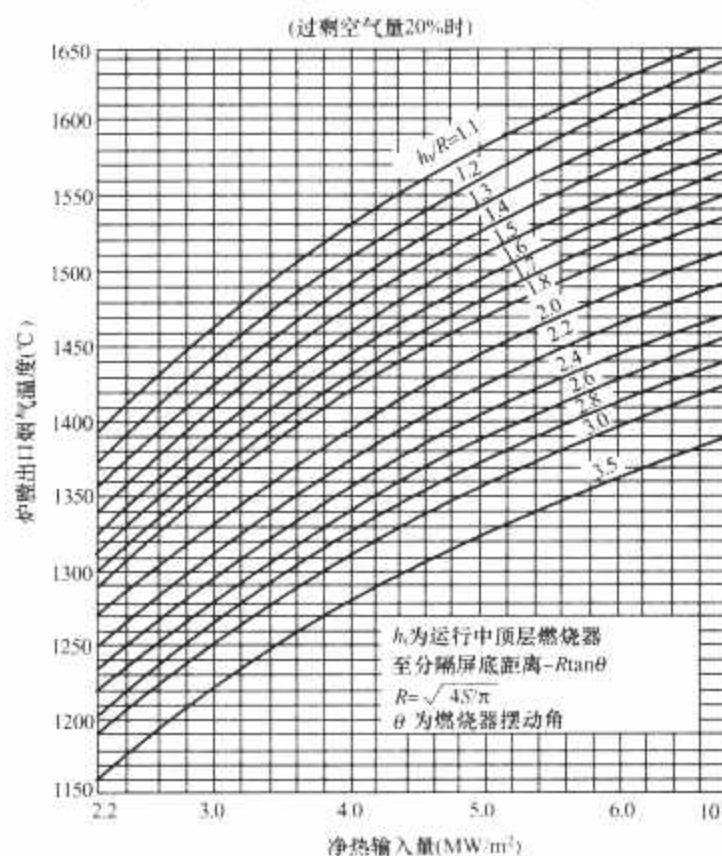


图 3.10-24 沾污炉膛出口烟气温

具体计算步骤为:

1) 计算炉膛输入热量  $BQ_{gr,ar}$ 。

2) 计算平均辐射受热面热负荷  $BQ_{gr,ar}/H_l$ 。

3) 由图 3.10-26 或图 3.10-27 查出炉膛效率  $\mu(\%)$  及过量空气修正量  $\Delta \mu(\%)$ , 炉膛实际效率为  $(\mu + \Delta \mu)$ 。

4) 计算炉膛受热面实际热负荷为

$$q = (BQ_{gr,ar}/H_l)(\mu + \Delta \mu)$$

5) 炉膛出口烟气带出热量按下式计算, 即

$$BI'_1 = \left( \frac{BQ_{gr,ar}}{H_l} - q \right) H_l$$

6) 计算炉膛出口烟气焓:  $I'_1 = \frac{1}{B} \left( \frac{BQ_{gr,ar}}{H_l} - q \right) H_l$ 。

7) 由炉膛出口烟气焓  $I'_1$  确定炉膛出口烟气温度  $\theta'_l$  (°C)。



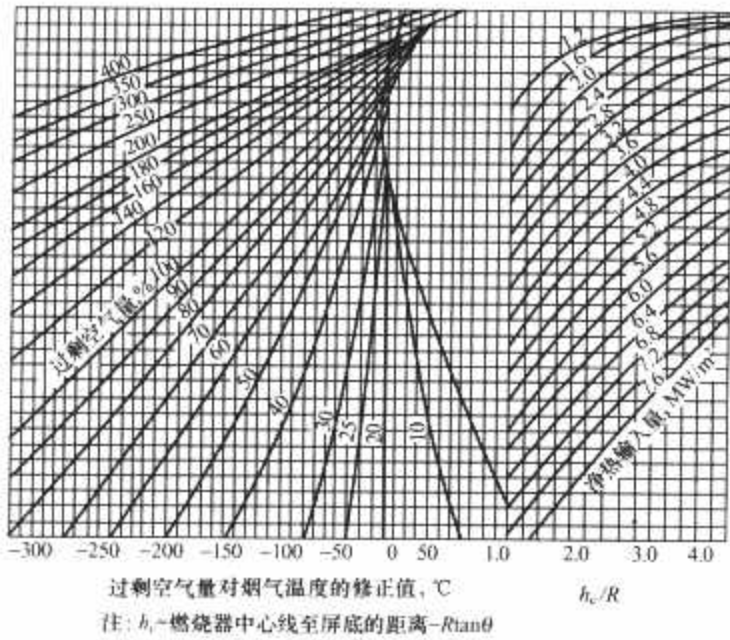


图 3.10-25 过剩空气量对炉膛出口烟气温度的修正值  $\Delta\theta'₀$

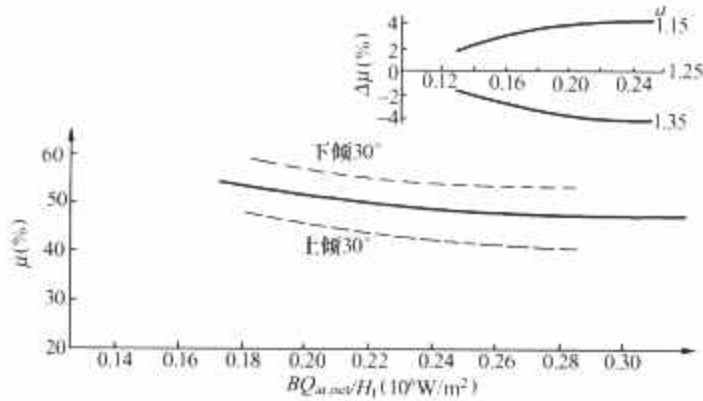


图 3.10-26 四角燃烧煤粉炉的炉膛效率  
 $\mu$ —炉膛传热效率, %;  $\Delta\mu$ —炉膛传热效率修正值, %;  
 $B$ —耗煤量, kg/h;  $Q_{ar,net}$ —煤的收到基低位发热量, MJ/kg;  $H_f$ —辐射受热面积, m<sup>2</sup>;  $\alpha$ —过量空气系数

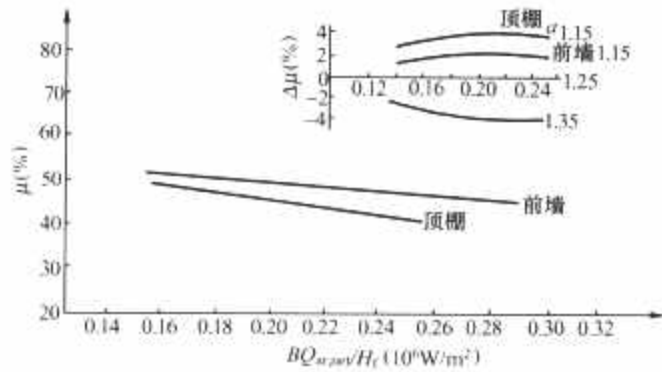


图 3.10-27 燃烧器前墙或顶棚布置煤粉炉的炉膛效率

(5) 日本山崎计算方法。该法的基础是炉膛热平衡方程和辐射换热四次方差公式。

热平衡方程为

$$\eta_c G_f H_f + G_{f1} c_{f1} t_{f1} + \mu L_1 G_{f1} c_{a1} t_{a1} - Q_R = V_g G_{f1} c_{g1} t_{g1}$$

由此可得炉膛出口烟气温为

$$t_{g1} = (\eta_c G_f H_f + G_{f1} c_{f1} t_{f1} + \mu L_1 G_{f1} c_{a1} t_{a1} - Q_R) / V_g G_{f1} c_{g1} \quad (3.10-118)$$

式中:  $G_f$  为燃料消耗量, kg/h;  $H_f$  为燃料低位发热量, J/kg;  $\eta_c$  为燃烧效率;  $L_1$  为标准状况下理论空气量, m<sup>3</sup>/kg;  $\mu$  为过量空气系数;  $V_g$  为标准状况下烟气体积, m<sup>3</sup>/kg;  $c_{a1}$  为标准状况下空气的定压比热容, J/(m<sup>3</sup>·°C);  $c_{g1}$  为标准状况下烟气的定压比热容, J/(m<sup>3</sup>·°C);  $c_{f1}$  为标准状况下燃料的比热容, J/(m<sup>3</sup>·°C);  $t_{a1}$  为燃烧用热空气的温度, °C;  $t_{f1}$  为燃料的温度, °C;  $Q_R$  为炉内辐射换热量, J/h。

根据山崎推荐, 炉内火焰的平均温度  $T_f$  等于理论燃烧

温度  $t_{g0}$  与炉膛出口烟温  $t_{g1}$  的算术平均值, 即

$$T_f = 0.5(t_{g0} + t_{g1}) + 273 \quad (\text{K}) \quad (3.10-119)$$

炉膛壁面的平均黑度为

$$\epsilon_T = \epsilon_c \psi f_s$$

$$\psi = A_c / A_T \quad (3.10-120)$$

$$A_T = A_c + A_r \quad (3.10-121)$$

式中:  $f_s$  为考虑炉膛壁面受沾污而使传热量降低的系数;  $\psi$  为炉膛壁面水冷系数;  $\epsilon_c$  为水冷壁面的黑度;  $A_c$  为炉膛水冷壁的面积, m<sup>2</sup>;  $A_r$  为未敷水冷壁的壁面积, m<sup>2</sup>。

炉内辐射换热量按下式确定, 即

$$Q_R = \frac{A_f}{\frac{1}{\epsilon_f} + \frac{A_f}{A_T} \left( \frac{1}{\epsilon_T} - 1 \right)} \sigma (T_f^4 - T_c^4) \quad (\text{J/h}) \quad (3.10-122)$$

$$\epsilon_f = 1 - \exp(-aL) \quad (3.10-123)$$

其中, 火焰辐射面积  $A_f$  与炉壁总面积  $A_T$  的比值  $A_f/A_T$  称为火焰充满度, 可根据炉膛内单位容积放热量  $q_c$  [J/(m<sup>3</sup>·h)], 由图 3.10-28 查得。火焰黑度计算式(3.10-123)中, 当燃用煤和油时  $a = 0.8$  (m<sup>-1</sup>); 燃用气体燃料时  $a = 0.25$  (m<sup>-1</sup>)。火焰辐射层厚度为

$$L = 0.6V^{1/3} (A_f/A_T)^{1/2} \quad (3.10-124)$$

式中:  $V$  为炉膛容积, m<sup>3</sup>。

炉膛单位容积平均放热量为

$$q_c = G_f [H_f + L c_a (t_a - t_0)] / V \quad [\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})] \quad (3.10-125)$$

式中:  $L$  为标准状况下 1kg 燃料燃烧所需空气量, m<sup>3</sup>/kg;  $t_0$  为环境温度, °C。

炉膛壁面温度  $T_c$ , 对水管锅炉可取为管内水的饱和温度加 50°C。

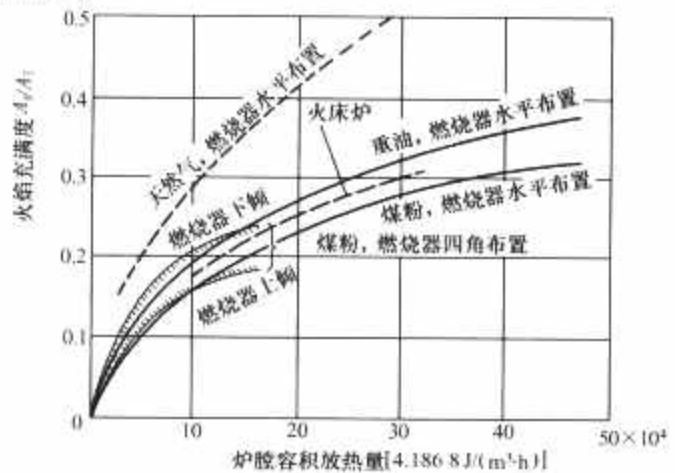


图 3.10-28 火焰充满度与炉膛容积放热量

### 1.3 对流受热面的传热计算

#### 1.3.1 对流受热面传热计算的基本公式

所谓的对流受热面是指炉膛出口后烟气行程中所有用来交换烟气热量的受热面。显然对流受热面包括凝渣管、锅炉管束、对流过热器、对流再热器、省煤器及空气预热器等受热面, 也包括除前屏(这种受热面的吸热以辐射为主, 一般按辐射受热面来处理)以外的半辐射屏式受热面。对流受热面具有如下特点:

- (1) 对流传热方式为主。
- (2) 由于烟气中含有三原子气体及飞灰, 因此受热面还接受烟气的辐射放热, 为一复合传热过程。
- (3) 布置在炉膛出口处的对流受热面还接受来自炉膛的辐射热。

锅炉的对流受热面本质上是一种间壁式换热器。因此,

对流受热面中的传热过程遵循如下基本方程式:

传热方程为

$$Q_{cr} = KH\Delta t / B_f \quad (3.10-126)$$

式中:  $Q_{cr}$ 、 $K$ 、 $H$  和  $\Delta t$  分别为传热量、传热系数、传热面积和传热温压。除以  $B_f$  表示以计算燃料为基准。

热平衡方程为

烟气侧

$$Q_{\text{тгг}} = \varphi(I' - I'' + \Delta \alpha I_{\text{ш}}^0) \quad (3.10-127)$$

工质侧

$$Q_{\text{тгг}} = \frac{D(i'' - i')}{B_f} - Q_f \quad (3.10-128)$$

式中:  $Q_f$  为半辐射受热面接收来炉膛的辐射热量。

来自炉膛烟气的辐射热量  $Q_f'$  可能不会全部被屏式过热器吸收, 将有一部分热量  $Q_f''$  透射到屏后的其他受热面。另外, 屏间烟气的辐射热量也会投射到屏后的受热面上, 用  $Q_p''$  表示。所以, 屏式过热器及其后的对流过热器的工质吸收炉膛烟气的辐射热量为

$$Q_f = Q_f' - (Q_f'' + Q_p'') \quad (3.10-129)$$

来自炉膛的烟气辐射热量是由炉膛传热计算确定的, 即

$$Q_f' = \frac{\beta \eta_k q_l F_{\text{ш}}'}{B_f} \quad (3.10-130)$$

式中:  $F_{\text{ш}}'$  为炉膛出口烟窗面积,  $\text{m}^2$ ;  $\beta$  为考虑炉膛与屏相互辐射影响的修正系数, 按图 3.10-29 确定;  $q_l$  为炉膛有效辐射受热面积的平均热负荷;  $\eta_k$  为沿炉膛高度面积热负荷的不均匀系数。

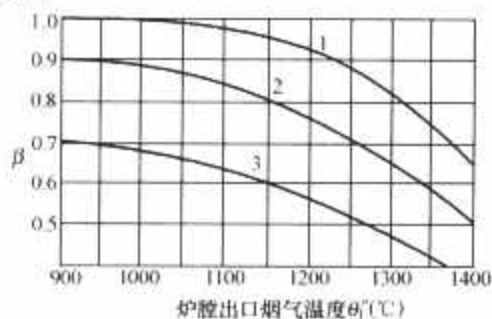


图 3.10-29 考虑屏间烟气反辐射影响的修正系数

1—煤; 2—重油; 3—天然气

炉膛辐射透射到屏后受热面的热量按下式计算, 即

$$Q_f'' = \frac{Q_f'(1-a)x_p''}{\beta} \quad (3.10-131)$$

式中:  $a$  为屏间烟气的黑度;  $x_p''$  为屏的进口截面对出口截面的角系数。

屏间烟气对屏后受热面的辐射热量为

$$Q_p'' = \frac{\sigma_0 a F_{\text{ш}}' T_{\text{ш}}^4 \xi_r}{B_f} \quad (3.10-132)$$

式中:  $F_{\text{ш}}'$  为屏烟气出口面积,  $\text{m}^2$ ;  $T_{\text{ш}}$  为屏间烟气的平均温度,  $\text{K}$ ;  $\xi_r$  为燃料种类修正系数, 对煤和液体燃料, 取为 0.5, 对天然气取 0.7。

空气预热器中空气的吸热量为

$$Q_{\text{тгг}} = \left( \beta_{\text{кв}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{кв}}}{2} \right) (I_{\text{кв}}' - I_{\text{кв}}'') \quad (3.10-133)$$

式中:  $\beta_{\text{кв}}$  为空气预热器出口过量空气系数;  $\Delta \alpha_{\text{кв}}$  为空气预热器空气漏到烟气侧的漏风系数;  $I_{\text{кв}}'$ 、 $I_{\text{кв}}''$  为空气预热器入口及出口截面上的理论空气焓值。

### 1.3.2 传热系数

#### 1.3.2.1 传热系数的表达式

就某根圆管来说, 其传热过程包含如下三个串联环节:

从热流体(烟气)到壁面高温侧的热量传递, 由于积灰, 管外壁上有灰层, 实际上是热流体向灰层外表面放热; 从壁面高温侧向低温侧的热量传递; 从壁面低温侧向冷流体的热量传递, 由于有结垢, 实际上是垢层由内表面对冷流体的放热, 即

热烟气  $\xrightarrow{\text{对流+辐射}}$  外壁  $\xrightarrow{\text{导热}}$  内壁  $\xrightarrow{\text{对流}}$  工质

烟气对灰层外表面的对流传热量  $Q_d$  可用牛顿冷却公式来表示, 即

$$Q_d = \alpha_d \pi d_0 l (t_1 - t_{\text{bl}}) \quad (3.10-134)$$

辐射传热量与两物体温度 4 次方之差成正比。为了方便, 把高温烟气对灰层外表面的辐射放热也写成牛顿冷却公式的形式, 即

$$Q_f = \alpha_f \pi d_0 l (t_1 - t_{\text{bl}}) \quad (3.10-135)$$

那么, 总放热量为

$$Q = Q_d + Q_f = (\alpha_d + \alpha_f) \pi d_0 l (t_1 - t_{\text{bl}}) = \alpha_{\text{lh}} \pi d_0 l (t_1 - t_{\text{bl}}) \quad (3.10-136)$$

式中:  $d_0$  为灰层外表面直径;  $t_1$  为烟气平均温度;  $t_{\text{bl}}$  为灰层外表面温度;  $\alpha_d$ 、 $\alpha_f$  分别为对流放热系数和辐射放热系数;  $\alpha_{\text{lh}}$  为烟气对灰层外表面的放热系数;  $l$  为管长。

同样可得到内壁向工质的对流传热量。按热阻叠加的原理可得经由壁面的导热量(可参见有关传热学教材及锅炉原理教材)。

由于现代锅炉的工质经过严格水处理及煮炉等, 水垢较少或无水垢, 因而, 管内工质是对管金属内壁放热; 由于金属的热导率较大, 金属的热阻可忽略不计; 管外壁虽有积灰, 但一般灰层较薄。

计算表明, 无论何种情况, 采用平壁传热系数的计算公式来代替圆管的计算公式, 所引起的误差在锅炉热计算中是可以接受的。

这样一来, 任何情况下都可以认为传热系数与计算面积无关。但是, 传热量的数值受计算传热面积的影响仍很大。锅炉热力计算中规定, 对于传热量的计算, 当管壁两侧的放热系数相差很大时, 以放热系数小的一侧面积作为计算传热面积; 当两侧的放热系数相当时, 以内、外壁的表面面积的算术平均值作为计算传热面积。

对流受热面的传热系数可一般性地表示为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{lh}}} + \frac{\delta_{\text{h}}}{\lambda_{\text{h}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.10-137)$$

尽管如此, 实际中, 由上式直接确定传热系数仍有困难, 主要是很难测得含灰气流对污垢管壁表面的放热系数  $\alpha_{\text{lh}}$  以及灰层厚度  $\delta_{\text{h}}$ 。一般采用不含灰气流冲刷干净的管壁的对流放热系数  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  以及一个能反映受热面污染程度的系数来计算传热系数的大小。考虑受热面污染的方式的不同导致了不同的计算公式, 锅炉热力计算中, 采用如下一些实用公式来计算传热系数的大小。

(1) 对流式过热器和对流式再热器。燃用固体燃料, 管束错列布置时, 即

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \epsilon + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.10-138)$$

式中:  $\epsilon$  称为污染系数。对比式 (3.10-137) 和式 (3.10-138), 有

$$\frac{1}{\alpha_{\text{lh}}} + \frac{\delta_{\text{h}}}{\lambda_{\text{h}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \epsilon \quad (3.10-139)$$



燃用固体燃料,管束顺列布置,以及燃用气体和液体燃料时,有

$$K = \psi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.10-140)$$

式中:  $\psi$  为热有效系数。

(2) 省煤器,直流锅炉的过渡区,蒸发受热面等,燃用固体燃料,管束错列布置时,有

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \epsilon} \quad (3.10-141)$$

燃用固体燃料,管束顺列布置及燃用气体和液体燃料时,有

$$K = \psi \alpha_1$$

对于凝渣管和小型锅炉的锅炉管束,燃用固体燃料时,不论布置形式如何,  $K = \psi \alpha_1$ 。

(3) 半辐射式屏式过热器,有

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(1 + \frac{Q_l}{Q_d}\right) \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad (3.10-142)$$

式中:  $\left(1 + \frac{Q_l}{Q_d}\right)$  为考虑屏式过热器吸收炉膛辐射热影响的系数;  $Q_l$  为屏吸收炉膛的辐射热量;  $Q_d$  为屏吸收屏间烟气的辐射和对流的热量。

屏的受热面按平壁计算,而对流放热量  $Q_d$  要按屏式过热器的全部管子外表面积计算,所以在计算烟气侧放热系数  $\alpha_1$  时应进行修正。按下式计算,即

$$\alpha_1 = \xi \left( \alpha_d \frac{\pi d}{2s_2 x_p} + \alpha_l \right) \quad (3.10-143)$$

式中:  $\xi$  为屏的利用系数,是考虑由于烟气对屏的冲刷不完全而使吸热减少的修正系数;  $\alpha_l$  为屏间烟气辐射放热系数。

(4) 管式空预器,有

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (3.10-144)$$

式中:  $\xi$  为利用系数。对于管式空气预热器它还包括受热面被污染对传热的影响。

(5) 回转式空预器。回转式空气预热器其传热过程不同于其他对流受热面,它是一种不稳定的蓄热式传热过程,其传热系数是以蓄热板两侧的传热面积之和为基准的,即

$$K = \xi \frac{C}{\frac{1}{x_y \alpha_1} + \frac{1}{x_k \alpha_2}} \quad (3.10-145)$$

式中:  $x_y$ 、 $x_k$  分别为烟气侧受热面、空气侧受热面占总受热面积的份额;  $C$  为考虑不稳定传热影响的系数。对于厚度为 0.6~1.2mm 的蓄热板,  $C$  的数值与预热器转子的转速  $n$  有关,可按表 3.10-9 取用。

表 3.10-9  $C$  的数值

$n$ (r/min)	0.5	1.0	>1.5
$C$	0.85	0.97	1.0

### 1.3.2.2 对流放热系数

由传热学,受迫流动条件下,有

$$Nu = f(Re, Pr) \text{ 或 } \frac{\alpha_d d}{\lambda} = f\left(\frac{wd}{\nu}, \frac{\mu c_p}{\lambda}\right)$$

$$Re = \frac{wd}{\nu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

式中:  $Re$  为雷诺数,反映流动状态对换热的影响;  $Pr$  为普朗特数,反映流体物性对换热的影响;  $d$  为定性尺寸,取管子外径, m;  $\lambda$  为平均温度下烟气的热导率, kW/(m·K);  $\mu$  为平均温度下烟气的动力黏度, Pa·s;  $\nu$  为平均温度下烟气的运动黏度 m<sup>2</sup>/s;  $\rho$  为平均温度下烟气的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $c_p$  为平均温度下烟气的比定压热容, kJ/(kg·K)。

对流放热系数  $\alpha_d$  是表征对流换热过程强弱的指标,它与流体的物性、流动速度、温度、管束中管子的布置结构、冲刷方式(纵向、横向或斜向)、管壁温度等因素有关。对于锅炉对流受热面,其数值多是在专门试验台上用试验方法确定,用相似理论方法加以整理试验数据,得出各种实用的计算公式,一般呈  $Nu = C Re^m Pr^n$  形式。不同管束的放热系数的差异体现在  $m$  和  $n$  在数值上不同以及  $C$  的具体形式上。这些公式通常是顺列和错列管束在  $Re$  数为  $1.5 \times 10^3 \sim 100 \times 10^3$  之间进行试验得出的。通常,锅炉中的烟气气流的  $Re$  数一般在这个范围之内,故应用时不必进行使用条件的校验。例如,对于横向冲刷顺列管束,其对流放热系数的表达式为

$$\alpha_d = 0.2 C_s C_z \frac{\lambda}{d} Re^{0.65} Pr^{0.33} \quad [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-146)$$

式中:  $C_s$  为管束几何布置方式的修正系数,与纵向相对节距  $\sigma_2 = s_2/d$  及横向相对节距  $\sigma_1 = s_1/d$  有关;  $C_z$  为管束排数  $z$  处的不稳定传热影响系数。

实验表明,  $Re$  数对传热系数的影响最明显;通常的锅炉结构布置范围内,  $Re$  数在顺列或错列情况下是接近的,但错列时的  $C_s$  值大于顺列的  $C_s$  值,故其对流放热系数比顺列布置时的大;横向冲刷时,管径越小,对流放热系数越大,故锅炉尾部对流受热面通常采用小管径;沿流动方向上管束排数  $Z_2$  的影响是入口段和出口段流动不稳定性造成的,当排数超过 10 排,可不考虑其影响,即  $C_z = 1$ 。

单相湍流工质管内进行纵向冲刷时,其放热系数为

$$\alpha_d = 0.023 \frac{\lambda}{d_{dl}} Re^{0.8} Pr^{0.4} C_1 C_l \quad [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-147)$$

式中:  $\lambda$  为流体的热导率, kW/(m·K);  $d_{dl}$  为定性尺寸,即当量直径;  $C_l$  为考虑管壁温度对流体特性影响的温度修正系数,当管内为烟气且被冷却以及管内为水蒸气和水且被加热时  $C_l = 1$ ,管内为空气且被加热时,为

$$C_l = \left(\frac{T}{T_b}\right)^{0.5} \quad (3.10-148)$$

式中:  $T$  为流体(空气)的温度, K;  $T_b$  为管壁内表面的温度, K;  $C_l$  为相对长度修正系数,考虑传热的入口效应对  $\alpha_d$  的影响,仅在  $\frac{l}{d} < 50$  且圆管入口是直的,没有圆形导边的情况下才采用。  $\frac{l}{d} \geq 50$ ,  $C_l = 1$ 。

对于回转式空气预热器,由于其结构特性不同于单纯的管内纵向冲刷,对流放热系数  $\alpha_d$  也主要通过试验决定,即

$$\alpha_d = A C_1 C_l \frac{\lambda}{d_{dl}} Re^m Pr^{0.4} \quad [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-149)$$

式中:  $A$  为与传热元件形式有关的系数,具体数值参阅有关手册;  $m$  为考虑传热元件形式的指数,强化传热型  $m = 0.83$ ,其他  $m = 0.8$ 。

## 1.3.2.3 辐射放热系数

管间烟气中含有三原子气体及飞灰,具有辐射能力,与对流受热面有辐射热交换。由于烟气及管壁都不是黑体,辐射能要经历多次吸收和反射的过程才能被管壁吸收,数学上严格处理比较困难,只能近似处理。

管壁黑度一般在0.8~0.9之间。可采用增加管壁表面黑度的方法来考虑多次吸收与辐射的影响,即用管束黑度 $\alpha_{gs}$ 来代替管壁黑度 $\alpha_h$ ,且取

$$\alpha_{gs} = \frac{1 + \alpha_h}{2} \quad (3.10-150)$$

假定固体燃料所生成的含灰烟气与管束均为灰体,它们之间的辐射热交换为

$$q_f = \alpha_y \sigma_0 T_y^4 \alpha_{gs} - \alpha_{gs} \sigma_0 T_{hb}^4 \alpha_y = \alpha_y \alpha_{gs} \sigma_0 (T_y^4 - T_{hb}^4) \quad (3.10-151)$$

而  $q_f = \alpha_f (T_y - T_{hy})$ , 于是

$$\alpha_f = \frac{\alpha_y \alpha_{gs} \sigma_0 (T_y^4 - T_{hb}^4)}{T_y - T_{hb}} = \alpha_y \alpha_{gs} \sigma_0 T_y^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{hb}}{T_y}\right)^4}{\left(\frac{T_{hb}}{T_y}\right)} \quad (3.10-152)$$

当燃用气体和液体燃料时,烟气为不含灰气流,有效辐射成分仅是三原子气体,此时,烟气的吸收率不等于黑度,即烟气不能作为灰体来处理。

设烟气的吸收率为 $A_y$ ,则 $A_y \neq \alpha_y$ ,需进行修正,有

$$A_y = \alpha_y \left(\frac{T_y}{T_{hb}}\right)^{0.4} \quad (3.10-153)$$

则

$$q_f = \alpha_y \sigma_0 T_y^4 \alpha_{gs} - \alpha_{gs} \sigma_0 T_{hb}^4 A_y \quad (3.10-154)$$

最后

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \frac{\alpha_y \alpha_{gs} \sigma_0 (T_y^4 - T_y^{0.4} T_{hb}^{3.6})}{T_y - T_{hb}} \\ &= \alpha_y \alpha_{gs} \sigma_0 T_y^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{hb}}{T_y}\right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{T_{hb}}{T_y}\right)} \end{aligned} \quad (3.10-155)$$

以上各式中的烟气黑度计算如下

$$\alpha_y = 1 - e^{-kPS} \quad (3.10-156)$$

式中: $S$ 为烟气的有效辐射层厚度; $k = k_q r_q + k_h \mu_h$ ;对不含灰气流, $\mu_h = 0$ (燃油及气);对层燃炉,也可取 $\mu_h = 0$ 。

屏式受热面、对流过热器及包墙管过热器,可按热阻叠加原理来计算其灰壁温度 $t_{hb}$ ,即

$$q = \frac{t_{hb} - t}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \epsilon} \quad (3.10-157)$$

一般情况下,管壁热阻 $\frac{\delta}{\lambda} \rightarrow 0$ ,则

$$t_{hb} = t + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) q = t + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \frac{B_1 Q}{H} \quad (3.10-158)$$

式中: $t$ 为受热工质的平均温度, $^{\circ}\text{C}$ ;  $\epsilon$ 为污染系数, $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{kW}$ 。

对于燃用液体燃料时的过热器和包墙管,可取 $\epsilon = 2.6 (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{kW}$ ,对于燃用固体燃料时顺列布置的过热器和包墙管,则可取 $\epsilon = 4.3 (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{kW}$ 。上述过热器均包括再热器。对于燃用固体燃料时错列布置的过热器,以及燃用液体及固体燃料时的屏式受热面,可按下述有关部分选取。

其他受热面的灰壁温度计算式为

$$t_{hb} = t + \Delta t \quad (3.10-159)$$

式中:  $\Delta t = \begin{cases} 80^{\circ}\text{C} \text{ 凝渣管} \\ 60^{\circ}\text{C} \begin{cases} \theta' > 400^{\circ}\text{C} \text{ 的单级省煤器, 双级布置的} \\ \text{第二级省煤器, 直流锅炉的过渡区,} \\ \text{小型锅炉的锅炉管束} \end{cases} \\ 25^{\circ}\text{C} \begin{cases} \text{双级布置的第一级省煤器,} \\ \theta' \leq 400^{\circ}\text{C} \text{ 的单级省煤器} \\ \text{燃用气体燃料时的所有受热面} \end{cases} \\ \text{空气和烟气的平均温度} \quad \text{第二级空气预热器} \end{cases}$

由于受热面分级和检修的需要,对流烟道中往往有空的气室存在,如转弯气室,各级受热面之前或级间的气室,这些气室中的烟气也具有辐射能力。气室对四周的辐射热量为

$$Q_f = \alpha_f (\theta_{pj} - t_{hb}) H_f / B_f \quad (3.10-160)$$

式中: $\alpha_f$ 为气室的辐射放热系数; $\theta_{pj}$ 为气室空间烟气的平均温度; $H_f$ 为气室四周受热面的辐射受热面积。

气室辐射对下游受热面辐射的影响,一般用增大计算管束的辐射放热系数的办法来考虑,即

$$\alpha'_f = \alpha_f \left[ 1 + C \left( \frac{T_{qs}}{1000} \right)^{0.25} \left( \frac{l_{gs}}{l_{gs'}} \right)^{0.07} \right] \quad (3.10-161)$$

式中: $T_{qs}$ 为计算管束前气室中的烟气温度,K; $l_{qs}$ 为气室在烟气流动方向上的深度,m; $l_{gs}$ 为管束在烟气流动方向上的深度,m; $C$ 为系数,与燃料种类有关,对重油及气体燃料, $C=0.3$ ,对烟煤和无烟煤屑, $C=0.4$ ;对褐煤和页岩, $C=0.5$ ; $\alpha_f$ 为计算管束的辐射放热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

也可采用对计算管束的有效辐射层厚度进行修正的方法来考虑气室辐射的影响,即

$$s' = \frac{l_{gs} + A l_{gs}}{l_{gs}}$$

式中:系数 $A$ 这样选取,当气室对过热器辐射时取0.5,在计算过热器后气室空间对布置于其后的受热面的辐射时,取0.2。

气室辐射对上游的影响可忽略不计。

## 1.3.2.4 污染及冲刷不完全对传热的影响

由于烟气中含有灰粒子以及流速分布不均匀等原因,受热面上的积灰及冲刷不完全是避免不了的。前已叙及,一般用污染系数 $\epsilon$ 、热有效系数 $\psi$ 及利用系数 $\xi$ 来考虑其影响的程度。

(1) 污染系数。由式(3.10-139)有

$$\epsilon = \frac{1}{\alpha_{lh}} + \frac{\delta_h}{\lambda_h} - \frac{1}{\alpha_1} \quad (3.10-162)$$

所以, $\epsilon$ 不仅与灰层外表面放热系数 $\alpha_{lh}$ 和灰层热阻 $\frac{\delta_h}{\lambda_h}$ 有关,而且还与同样条件下的清洁管壁的放热系数 $\alpha_1$ 有关。因此,严格意义上来说, $\epsilon \neq \frac{\delta_h}{\lambda_h}$ 。

一般在实验室或实际锅炉受热面上测定 $\frac{1}{\alpha_{lh}} + \frac{\delta_h}{\lambda_h}$ 总值,再获得 $\frac{1}{\alpha_1}$ 来得到 $\epsilon$ 的大小。

$\epsilon$ 用于考虑燃用固体燃料、烟气横向冲刷错列管束,即采用式(3.10-137)和式(3.10-139)来计算传热系数时污染对传热系数的影响。

对于屏式过热器也是采用污染系数[见式(3.10-141)]来考虑积灰污染对传热的影响,其值取决于燃料种类和烟气的平均温度,燃用固体燃料时按照燃料的性质和烟气平均温度从图3.10-30查得。当锅炉燃用重油时,取 $\epsilon = 5.2 (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{kW}$ ;燃用气体燃料时,取 $\epsilon = 0$ 。



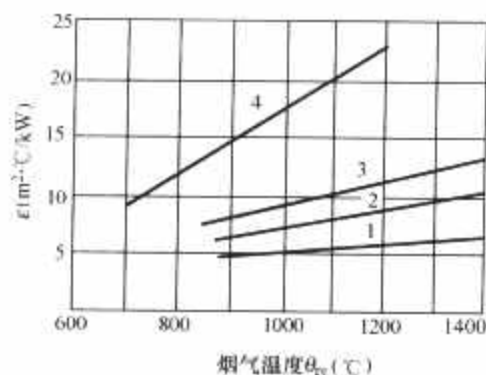


图 3.10-30 屏式过热器的污染系数  $\epsilon$

1—不结渣煤；2—微结渣煤并带吹灰；3—微结渣煤无吹灰及强结渣煤带吹灰；4—油页岩并带吹灰

(2) 热有效系数  $\psi$ 。热有效系数  $\psi$  是通过修正清洁管的传热系数来考虑管壁外表面积灰对传热的影响，其定义为污染管传热系数  $K$  与清洁管传热系数  $K_0$  之比，即

$$\psi = \frac{K}{K_0} \quad (3.10-163)$$

在计算燃用固体燃料，顺列布置管束，以及燃用气体和液体燃料的各种受热面时，都用热有效系数来修正传热系数，见式 (3.10-139)。燃用无烟煤屑和贫煤时， $\psi=0.6$ ；燃用烟煤，褐煤、烟煤的洗中煤时， $\psi=0.65$ ；燃用油页岩时， $\psi=0.5$ 。

当燃用重油时，除空气预热器外的对流受热面都采用热有效系数进行计算。此时需根据烟气流速来选取  $\psi$  值，一般为 0.5~0.7。

如在重油中加入固体添加剂（如菱苦土、白云石）以减轻尾部受热面的腐蚀时，则第二级省煤器、过渡区、低温过热器和再热器等受热面的污染会加重，其热有效系数应有所降低。如加入的是液体添加剂，除小型锅炉省煤器会略有增加外，其余各项不变。用于考虑当锅炉燃用固体燃料时，顺列布置的管束以及燃用液体燃料和气体燃料的各种布置的管束因积灰污染对传热的影响。

燃用气体燃料时，除空气预热器外的所有对流受热面也都采用热有效系数来考虑污染对传热的影响。对于  $\theta' \leq 400^\circ\text{C}$  的第一级省煤器或单级省煤器， $\psi=0.9$ ；对于  $\theta' > 400^\circ\text{C}$  的第二级省煤器、过热器和其他受热面， $\psi=0.85$ 。

锅炉燃用重油之后燃用煤气时，热有效系数应取为燃用重油与煤气时的平均值；燃用固体燃料之后燃用煤气时（如没有停炉吹灰）则按固体燃料取用。当燃用混合燃料时，污染系数和热有效系数均按污染程度较严重的燃料取用。

(3) 利用系数  $\xi$ 。利用系数  $\xi$  考虑烟气对受热面冲刷不均匀而对传热过程的影响。

对于布置在炉膛顶部及进入对流烟道烟气转弯处的屏式过热器，可按烟气流速由图 3.10-31 查取。

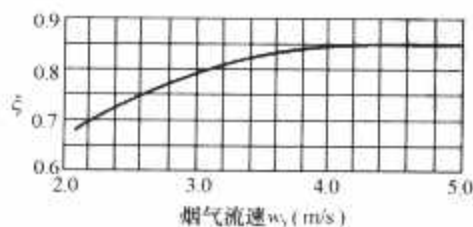


图 3.10-31 屏式过热器的利用系数  $\xi$

管式空气预热器中，把灰污染和冲刷不均匀的影响合并利用系数  $\xi$  内予以考虑，其值见表 3.10-10。该表所列数据是不带中间管板的情况。当设置中间管板使空气折流，则该级空气预热器的利用系数将降低，有一块中间管板时， $\xi$  值降低 0.1，有两块中间管板时， $\xi$  值降低 0.15。

表 3.10-10 管式空气预热器的利用系数  $\xi$

燃料种类	第一级（低温）	第二级（高温）
无烟煤屑	0.80	0.75
重油	0.80	0.85
其余各种燃料	0.85	0.85

回转式空气预热器的利用系数  $\xi$  与燃料无关，只取决于漏风系数。当空气预热器的漏风  $\Delta\alpha_{ky}=0.2\sim0.25$  时， $\xi=0.8$ ；当  $\Delta\alpha_{ky}=0.15$  时， $\xi=0.9$ 。

当锅炉燃用重油且进入空气预热器的空气温度较高时，在受热面上不发生潮湿状的积灰，则可按上述规定取用  $\xi$  值。但如果管式空气预热器进口空气温度低于  $80^\circ\text{C}$ ，回转式空气预热器的进口空气温度低于  $60^\circ\text{C}$ ，或过量空气系数  $\alpha_1' > 1.03$  情况下燃用重油，利用系数  $\xi$  均应降低 0.1。

### 1.3.3 传热温压

所谓温压  $\Delta t$ ，就是参与换热的两种流体在整个受热面中的平均温差。由传热原理，对单纯的顺流或逆流，有

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \frac{\Delta t_d}{\Delta t_x}} \quad (3.10-164)$$

式中： $\Delta t_d$  为受热面两端中较大温差一端的工质温差； $\Delta t_x$  为另一端较小的工质温差。

锅炉受热面的布置有时较复杂，既非纯顺流也非纯逆流，主要有：

(1) 串联混流。两段组成，一段顺流，另一段逆流。这是对流式过热器常用的布置方案。

(2) 并联混流。指在同一烟气流通过截面上布置成并行的几部分，工质在烟气进口截面上要往返几个行程。

(3) 交叉流。两种工质的流动方向是互相交叉的，如管式空气预热器。

根据传热学的知识，逆流布置时，温压最大，顺流时最小。其他情况的温压均介于这两者之间，可用下式计算，即

$$\Delta t = \psi_i \Delta t_{ni} \quad (3.10-165)$$

式中： $\Delta t_{ni}$  为按逆流计算的平均温压； $\psi_i$  为考虑非逆流布置的修正系数，称温压修正系数。

$\psi_i$  值可根据具体布置，进行解析求解或做成线算图，手工计算时更常使用线算图，具体可参见有关锅炉手册。

### 1.3.4 传热面积和流速

#### 1.3.4.1 对流传热面积的确定

前已述及，对流受热面的传热量的计算受计算传热面积的影响很大。对其进行计算时，如果管壁两侧的放热系数相差很大，则以放热系数小的一侧的面积作为计算传热面积；当两侧的放热系数相当时，以内、外壁的表面积的平均值作为计算传热面积。

具体来说，凝渣管束、锅炉管束、省煤器、过热器和再热器等受热面，都以管子外侧（烟气侧）的全部表面积作为计算传热面积。

屏式过热器为半辐射式受热面，故计算传热面积按平壁表面积，即等于通过屏受热面各管子的中心线并由屏最外圈管子的外廓线所围成的平面面积  $F_p$  的 2 倍（双面），再乘以角系数  $x_p$ ，即

$$H_p = 2x_p F_p \quad (3.10-166)$$

布置在炉膛出口的顺列管束与屏的区别在于其纵向相对节距  $\sigma_2$  和横向相对节距  $\sigma_1$  不同。当  $\sigma_2 \leq 1.5$  且  $\sigma_1 > 4$  时，其传热面积即可按屏来计算。

管式空气预热器的传热面积是按烟气侧和空气侧的平均

表面积计算。

回转式空气预热器的传热面积是按蓄热板两侧表面积之和计算。

### 1.3.4.2 工质和烟气流速计算

流过各受热面的流体的流速在不同的地点都不相同，这是因为：

- (1) 截面积发生变化。
- (2) 流体温度发生变化。

传热计算中所涉及的流速是指定性温度下所规定的流通截面上平均流速。定性温度一般取进出口截面上的温度的算术平均值。规定的流通截面视流体的冲刷方式而定，参阅有关手册。

烟气流速按式 (3.10-167) 计算，即

$$w_y = \frac{B_1 V_y (\theta_{pi} + 273)}{273 F} \quad (3.10-167)$$

式中： $B_1$  为计算燃料消耗量； $V_y$  为 1kg 燃料燃烧后，按 0.1MPa 和 0℃ 状况下及烟道中平均过量空气系数下计算的烟气体积； $F$  为流通断面的面积。

空气的计算速度为

$$w_k = \frac{B_1 \beta_{ky} V^0 (t_{pi} + 273)}{273 F} \quad (3.10-168)$$

$$\beta_{ky} = \beta'_{ky} + \frac{\Delta \alpha_{ky}}{2} + \beta_{yz} \quad (3.10-169)$$

式中： $V^0$  为燃烧所需的理论空气量； $\beta_{ky}$  为空气预热器中空气侧过量空气系数； $\beta'_{ky}$  为空气预热器出口处的空气量与理论空气量之比； $\beta_{yz}$  为在空气预热器中进行再循环的空气的份额； $\Delta \alpha_{ky}$  为空气预热器的漏风量，即等于空气侧漏走的风量。

如果部分被加热的空气从空气预热器引出，即存在空气旁路，则  $\beta'_{ky}$  值应扣除流经旁路的那部分空气量。而不论在空气侧或在烟气侧有旁路的空气预热器中，漏风量  $\Delta \alpha_{ky}$  仍保持不变。

在布置有被烟气或空气横向及斜向冲刷的管束的烟道中，烟气或空气的流通截面按管子中心线的平面来确定，等于烟道内截面积与管子所占面积之差。这样确定的流通截面与其他平行截面相比是最小的。凡是要确定气流速度都应采用这种最小截面积的原则。

当所求烟道的各部分截面积不同而求其平均流通截面积时，可按照速度平均的条件，也就是按  $1/F$  值平均的方法来求出。

若所计算的几段烟道，受热面的结构特性及冲刷特性是同样的，只是流通截面积不等，则平均流通截面可按式计算，即

$$\bar{F} = \frac{\frac{H_1}{F_1} + \frac{H_2}{F_2} + \dots}{\frac{H_1}{F_1} + \frac{H_2}{F_2} + \dots} \quad (3.10-170)$$

式中： $H_1, H_2, \dots$  为对应于流通截面各为  $F_1, F_2, \dots$  的受热面积， $m^2$ 。

若烟道流通截面系平滑渐变，其进口和出口截面积分别为  $F'$  和  $F''$ ，则平均流通截面为

$$\bar{F} = \frac{2F'F''}{F' + F''} \quad (3.10-171)$$

若通道截面积相差不超过 25%，可按算术平均法求其平均截面积。

### 1.3.5 传热计算方法

图 3.10-32 所示为一对流受热面传热计算示意图。

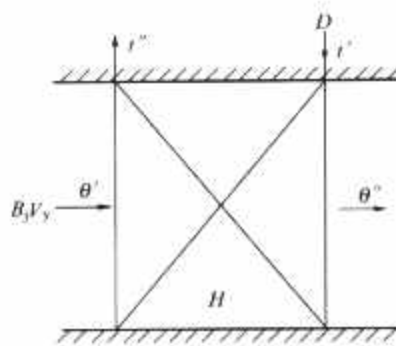


图 3.10-32 对流受热面传热计算示意图

$$Q_{\text{reg}} = Q_{\text{ny}} = Q_{\text{cr}} = Q \quad (3.10-172)$$

一般情况下， $t', \theta'$  为已知。对于这样一个对流受热面，有如下两种可能：

(1) 若  $Q$  一定，即受热面要传递的热量已给定，则  $\theta'$  或  $t''$  可通过热平衡方程来确定，即也为已知。计算的目的是如何布置、调整受热面，使之满足传热要求。显然，这是一个设计计算。

(2) 受热面已布置好，求传热量的大小。显然，这是一个校核计算。此时，一般  $\theta'$  未知，需在计算前假定。

因为传热方程中，传热系数  $K$  的求取需要受热面的结构特性，所以无论设计计算还是校核计算，都采用校核的方法，即预先布置受热面，使得传热量等于烟气的放热量（或工质的吸热量）。

两者的区别在于：设计计算中，只能改变结构修改受热面，使传热量等于烟气放热量。而在校核计算中，可改变结构、修改热面（整台锅为设计），也可受热面不变，只需修改假定的  $\theta'$ ，使传热量等于烟气的放热量。对于有经验的设计人员，一般受热面的布置不变，即预先能够确定多少受热面大致能传递多少热量。这个热量是设计人员预先分配好的。计算时，只需改变  $\theta'$ ，直到满足计算要求为止。

实际计算中，前面提到了传热量要等于烟气放热量（或工质吸热量）。由于受计算误差以及结构（如不能接半根管子）等因素的限制，不能使两者严格相等。只要使两者的误差在允许范围内，就可认为计算完成。

下面以校核计算为例说明对流受热面热力计算的步骤：

(1) 假定  $\theta'$ ，（由焓温表）计算得到  $t''$ 。

(2) 由热平衡方程得烟气放热量

$$Q_{\text{ny}} = \varphi (I' - I'' + \Delta \alpha_{\text{lf}} I_{\text{lk}}^0)$$

(3) 求得工质出口焓， $i'' = i' + \frac{\varphi B_1 (I' - I'' + \Delta \alpha_{\text{lf}} I_{\text{lk}}^0)}{D}$ ，

然后由  $i''$  求得  $t''$ 。

(4) 由  $\theta', \theta'$  和  $t', t''$  获得传热温压  $\Delta t$ 。

(5) 由  $\theta_{pi}$  求烟气流速， $w_y = \frac{B_1 V_y}{3600 F} \left( \frac{273 + \theta_{pi}}{273} \right)$ 。

(6) 确定  $\alpha_d, \epsilon$  或  $\psi$  或  $\xi$ 。

(7) 由  $t_{pi}$  求工质流速， $w = \frac{Dv}{3600 f}$ 。

(8) 确定工质侧放热系数  $\alpha_2$ 。

(9) 确定灰壁温度  $t_b$ 。

(10) 确定烟气辐射放热系数  $\alpha_1$ 。

(11) 确定放热系数  $\alpha_1$ 。

(12) 确定传热系数  $K$ 。

(13) 确定传热量  $Q_{\text{cr}}$ 。

(14) 通过下式检验烟气出口温度的原假设是否合理，即



$$\delta Q = \left| \frac{Q_{\text{理}} - Q_{\text{实}}}{Q_{\text{理}}} \right| \times 100\%$$

对凝渣管  $\delta Q \leq 5\%$ ，对无减温器的过热器  $\delta Q \leq 3\%$ ，其他受热面一般  $\delta Q \leq 2\%$  时，则认为假定的烟气出口温度是合理的，计算结束，此时，温度和焓的最终数值应从热平衡方程式中的数值为准。当  $\delta Q$  不符合上述要求时，必须重新假定  $\theta'$ ，再次计算，直到符合为止。

### 1.3.6 强化受热面的传热计算

在烟气管外横向冲刷管束的对流受热面中，一般说来，管外热阻比管内热阻大得多，因此可采用扩展受热面，增加相对于基本面积单位面积的传热量，达到强化传热的效果。此外，还可以调整受热面的壁温，某些结构形式的扩展受热面还能使通风阻力和工质的流动阻力有所降低，改善受热面的外部工作条件。因此，在锅炉的对流受热面中广泛采用扩展受热面。

扩展受热面的形式很多，在锅炉中常见的有肋片管、鳍片管、销钉管及膜式对流受热面等。肋片的截面形状有圆形、方形及更复杂的形状。鳍片管是指沿管子轴向扩展表面的受热面，鳍片的形状有矩形、梯形等。膜式对流受热面是将沿烟气流动方向相邻两排管子用薄钢板焊接成膜式屏的受热面。与鳍片管相比较，膜式管具有自支承作用、受热均匀、积灰和磨损现象有所改善等特点。鳍片管和膜式管扩展的受热面面积与肋片管相比较都是有限的，但它们不易堵灰，因而在燃煤锅炉的对流受热面中广泛应用。而肋片管和销钉管表面扩展程度比较大，但容易堵灰，适用于燃用重油或天然气锅炉的对流受热面。图 3.10-33 示出了几种扩展对流受热面。

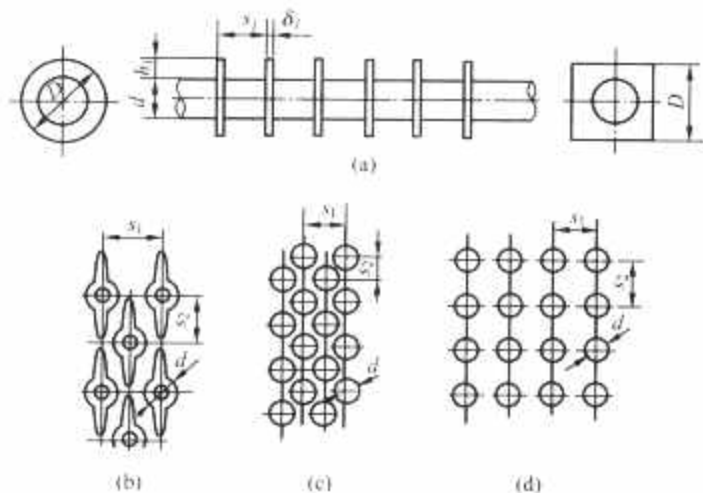
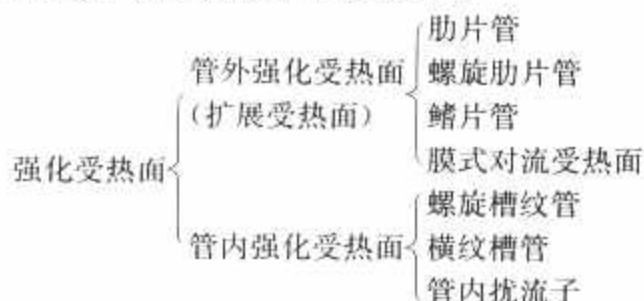


图 3.10-33 几种扩展对流受热面

(a) 肋片管；(b) 鳍片管；(c) 错列膜式管；(d) 顺列膜式管

锅炉管内流体的放热系数一般都很高，没有必要采取强化措施。但水冷壁等受热面的热流密度很大时，会发生所谓的传热恶化现象。此时可采用槽纹管、管内扰流子等结构强化传热、推迟传热恶化的发生。这类措施的传热强化机理都是通过破坏流体边界层来实现的，但要注意使采取传热强化措施后的阻力增加不能太多。

各种形式的强化受热面可总结如下：



事实上，强化传热技术被誉为第二代传热技术。随着传

热理论和技术的发展，锅炉各种受热面上将会采用越来越多的强化传热技术。各种强化传热受热面的放热系数的计算仍然主要依赖于实验，具体的强化受热面的传热系数的计算需要参阅有关文献。

## 2 水动力计算

### 2.1 水动力计算的基础部分

锅炉水动力计算的任务是计算受热管内工质（水、蒸汽和汽水混合物）的水动力特性及流动阻力，正常的水动特性应使受热管内工质流动稳定，并能良好地冷却管壁，以确保管子金属安全，这是锅炉安全运行的必要条件之一。流动阻力是否合理，是衡量结构设计的指标之一。

#### 2.1.1 管内压降计算

(1) 工质在管内流动时总压降  $\Delta p$  按下式计算，即

$$\Delta p = \Delta p_{zw} + \Delta p_{ld} + \Delta p_{js} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-173)$$

式中： $\Delta p_{zw}$  为重位压差，Pa； $\Delta p_{ld}$  为流动阻力损失，Pa； $\Delta p_{js}$  为流体加速压降，Pa。（一般情况下， $\Delta p_{js}$  数值很小，可忽略不计）。

(2) 重位压差  $\Delta p_{zw}$  按下式计算，即

$$\Delta p_{zw} = \rho g \Delta h \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-174)$$

式中： $\rho$  为管内工质的平均密度， $\text{kg/m}^3$ ； $g$  为重力加速度， $\text{m/s}^2$ ； $\Delta h$  为计算管段的高度差，m。

如工质为汽水混合物，则  $\rho$  按下式计算，即

$$\rho = \bar{\varphi} \rho' + (1 - \bar{\varphi}) \rho'' \quad (\text{kg/m}^3) \quad (3.10-175)$$

式中： $\rho'$ 、 $\rho''$  为饱和水、汽密度， $\text{kg/m}^3$ ； $\bar{\varphi}$  为管段内汽水混合物的平均截面含汽率。

(3) 流动阻力  $\Delta p_{ld}$  是不可恢复的压力损失，是管段（或局部管件）进出口全压（静压与动压之和）的差值，按下式计算，即

$$\Delta p_{ld} = \Delta p_m + \Delta p_{lj} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-176)$$

式中： $\Delta p_m$  为摩擦阻力损失，Pa； $\Delta p_{lj}$  为局部阻力损失，Pa。

工质为单相汽或水时，即

$$\Delta p_m = \lambda_0 L \bar{\rho} \omega^2 / 2 \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-177)$$

工质为汽水混合物时，即

$$\Delta p_m = \psi \lambda_0 L \bar{\omega}^2 [1 + \bar{X}(\rho' / \rho'' - 1)] / 2 \quad (\text{Pa})$$

(3.10-178)

式中： $\lambda_0$  为每米管长的摩擦阻力系数， $1/\text{m}$ ； $L$  为管段长度，m； $\bar{\rho} \omega$  为工质质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ； $\psi$  为双相流体阻力的校正系数， $\bar{\rho} \omega$  低时， $\psi$  值增大（特别是低压时）。

局部阻力损失  $\Delta p_{lj}$  包括弯头、流通截面变化、阀门、节流圈等管件的压降损失，其计算公式形式与式（3.10-177）及式（3.10-178）相同，只是用局部阻力系数  $\epsilon$  及  $\epsilon'$  代替式中的  $\lambda_0 L$  及  $\psi \lambda_0 L$ 。

#### 2.1.2 受热管内工质传热恶化

##### 2.1.2.1 亚临界压力区蒸发管内工质沸腾传热恶化

管内工质的饱和沸腾可分为核沸腾和膜态沸腾两种工况。核沸腾时由于气泡的强烈扰动，工质对管内壁的表面传热系数很大，使内壁温度近于工质的饱和温度，金属壁得到良好的冷却。出现工质膜态沸腾时，表面传热系数急剧下降，使金属壁温上升，甚至造成管子金属过热烧坏。沸腾传热恶化按其机理可分为两类：

第一类传热恶化一般在低干度区发生,由于热负荷较高,汽化中心密集,在管壁上形成连续的汽膜,使管壁得不到液体的冷却,表面传热系数显著下降,即出现了膜态沸腾,也称为偏离核态沸腾(DNB),对这类传热恶化起决定性影响的参数是受热面的热负荷。

第二类传热恶化发生在热负荷比前者低,含汽率较高的环状流动区,该处水膜较薄,由于管内工质的冲刷将水膜撕破或因蒸发使水膜部分或全部消失,此时管壁直接与蒸汽接触,表面传热系数下降,也使壁温上升。这类现象又称为干涸(Dry Out),这类传热恶化发生时,壁温的升值比第一类的小,其变化速度也较慢。

### 2.1.2.2 超临界压力区受热管内工质传热恶化

超临界压力水的物性变化是连续的,没有汽液两相区。但在相变点附近,工质的物性变化特别剧烈。水的临界压力为22.155MPa,图3.10-34示出了 $p=22.5\text{MPa}$ 时水的物性曲线。

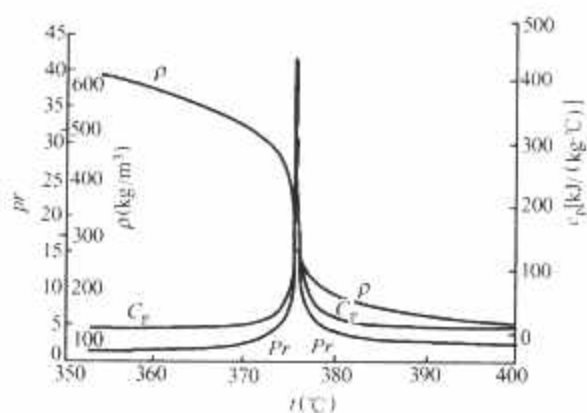


图 3.10-34 22.5MPa 时水的物性曲线

由图3.10-34可看出,进入大比热区后,物性出现剧烈变化,有时导致壁面被一层密度比体平均密度低很多的流体层覆盖,形成传热状态很差的薄膜,非常类似亚临界压力区的膜态沸腾,称为“类膜态沸腾”。此时出现传热恶化,壁温上升,压力越接近临界压力,恶化越严重。

### 2.1.2.3 近年来我国在管内工质传热恶化和流动阻力特性实验研究方面的成果

(1) 东方锅炉公司生产的DG1000/170-1型锅炉是我国第一台配300MW机组的亚临界压力自然循环锅炉。为防止水冷壁管内发生传热恶化,炉膛高热负荷区部分水冷壁采用内螺纹管。在西安交通大学高压水回路试验装置上对 $\phi 22 \times 5.5\text{mm}$ 四头内螺纹管和 $\phi 51 \times 7\text{mm}$ 八头内螺纹管分别进行了两相阻力试验,同时测定了相应尺寸的光管内两相流动阻力。实测结果表明: $\phi 22 \times 5.5\text{mm}$ 内螺纹管的单相阻力系数比相应规格光管大56.5%,且光管阻力系数测量值为0.023(1/m)。而 $\phi 51 \times 7\text{mm}$ 内螺纹管的单相水阻力系数仅比相应规格的光管大13.6%。这主要是由于 $\phi 22 \times 5.5\text{mm}$ 内螺纹管的螺纹高度与管平均内径的比值比 $\phi 51 \times 7\text{mm}$ 内螺纹管的相应比值大,前者是0.05,而后者是0.028。

两种内螺纹管的单相阻力系数可近似的用下式表示,即

$$\lambda_0 = 0.238(e/d_n)^{0.63} \quad (1/\text{m}) \quad (3.10-179)$$

式中: $d_n$ 为内螺纹管的平均内径,m; $e$ 为螺纹高度,m。

内螺纹管的摩擦阻力与螺纹结构参数、管子制造质量及管壁粗糙度等因素有关,因此具体管子的单相阻力系数应专门试验测定。

(2) 原电力部要求锅炉制造厂把亚临界压力自然循环锅炉汽包的运行压力由原来18.1MPa提高到19.614MPa,与引进美国CE公司技术的控制循环锅炉压力一样,以便让引

进美国西屋公司技术的300MW汽轮机在机组性能不变的条件下有两种配套选择,既可配控制循环锅炉,又可配自然循环锅炉。该型汽轮机热耗低、效率高,可是控制循环锅炉的水循环系统中的循环泵国内尚不能生产,且价格比较昂贵,而自然循环锅炉水循环系统简单,投资低。

汽包压力提高后,水冷壁系统内压力达19.78MPa,水冷壁管内会出现工质传热恶化?汽包内部装置采用何种分离器结构,能否获得令人满意的分离效果?诸多问题都需要进行研究。

为了解决上述技术问题,上海发电设备成套设计研究院在其超临界水动力试验台上,对 $\phi 60 \times 7\text{mm}$ 矩形槽内螺纹管、 $\phi 63.5 \times 7.5\text{mm}$ 圆弧形槽内螺纹管和光管分别进行了传热特性试验。在试验中,采用半周辐射加热,模拟锅炉炉膛中水冷壁的受热条件。

试验结果表明:矩形槽内螺纹管具有推迟传热恶化的作用,在 $\rho w = 300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,发生传热恶化的临界含汽率随热负荷的增加而减小,但是,该临界含汽率皆超过汽包压力为19.64MPa自然循环锅炉水冷壁出口的最高含汽率。圆弧形槽内螺纹管在 $\rho w = 300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , $q = 450\text{kW}/\text{m}^2$ 和 $600\text{kW}/\text{m}^2$ 条件下,蒸汽干度 $X = 0.2$ 时,管壁金属温度明显飞升,当 $\rho w = 450\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,在所有试验热负荷工况下均发生传热恶化。光管在 $\rho w = 300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 和 $450\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , $q = 600\text{kW}/\text{m}^2$ 时,发生传热恶化。

对矩形槽内螺纹管( $\phi 60 \times 7\text{mm}$ ),在 $p = 19.6\text{MPa}$ 时,得出临界含汽率 $X_0$ 的下列关系式:

$$X_0 = 0.194q^{-0.2247}\rho w^{-0.44} \quad (3.10-180)$$

式中: $q$ 为内壁热负荷, $\text{kW}/\text{m}^2$ 。

(3) 上海锅炉厂有限公司在研制螺旋管圈型600MW超临界变压运行锅炉时,与西安交通大学合作,进行了全面系统的管内沸腾传热特性的试验研究。实验管为 $\phi 32 \times 3\text{mm}$ 不锈钢管,其倾角分别为 $\alpha = 14^\circ$ 和 $\alpha = 10^\circ$ 。试验参数范围为压力 $P$ 为6~28MPa,内壁热负荷 $q$ 为200~410 $\text{kW}/\text{m}^2$ ,质量流速 $\rho w$ 为400~1400 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

试验结果表明:倾斜管内工质的基本传热特性与垂直管相似,其传热恶化起始点的临界含汽率随压力增高而降低,壁温的飞升值随负荷的增高而增加,随质量流速的增加而降低。在小倾斜管中,由于汽水分层的影响,传热恶化首先在管子顶部发生,且传热恶化起始点的临界含汽率较垂直管为小。

在近临界压力及超临界压力条件下,当质量流速未达到足够高时,在倾斜管内工质可发生“类膜态沸腾”,引起强烈的壁温飞升。

(4) 哈尔滨锅炉厂有限公司在西安交通大学多向流国家重点实验室的高压汽水试验回路上进行了内螺纹管内壁换热特性和管内两相流阻力特性的试验研究。试验管为锅炉采用的 $\phi 28 \times 5.41\text{mm}$ 四头12Cr1MoV内螺纹管。试验参数范围为压力 $p = 13 \sim 27\text{MPa}$ ,质量流速 $\rho w = 400 \sim 1800\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,内壁热负荷 $q = 200 \sim 800\text{kW}/\text{m}^2$ ,蒸汽干度 $X = 0 \sim 1$ 。

试验结果表明:在压力 $p = 13 \sim 19\text{MPa}$ 时,内螺纹管内壁换热性能良好,在临界压力区下的亚临界情况下,压力超过21.6MPa以后,内螺纹管的旋流抑制膜态沸腾的作用迅速消失,传热恶化甚至出现在过冷区,但与光管相比,内螺纹管仍能够相当好地改善传热,降低传热恶化后的最大壁温。在临界压力区的超临界压力情况下,当压力接近临界点时,内螺纹管壁有轻微的温度飞升现象,压力大于24MPa之后,飞升消失。根据上述内容可看出:与光管相比,内螺



纹管在不同压力区普遍能够改善传热,降低壁温。

内螺纹管单相水和蒸汽摩擦阻力采用下式表示,即

$$\lambda_0 = 2.595 / Re^{0.545} + 0.037 \quad (1/m) \quad (3.10-181)$$

按上式计算的内螺纹管单相阻力系数较粗糙光管高40%,而比CE公司法计算值低16%左右。

(5) 东方锅炉厂有限公司在西安交通大学多向流国家重点实验室的高压汽水两相流试验台上,针对锅炉水冷壁管的实际结构和它的运行参数范围进行了摩擦阻力特性的试验研究。试验管为 $\phi 25 \times 3\text{mm}$ 的1Cr18Ni9Ti不锈钢管,试验参数范围为压力 $p$ 为23~25MPa,质量流速 $\rho w$ 为400~1200 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,工质比焓 $H$ 为600~2600 $\text{kJ}/\text{kg}$ ,雷诺数 $Re$ 为 $1.2 \times 10^4 \sim 1.0 \times 10^6$ 。

试验结果表明:在超临界压力下,水冷壁管的摩擦阻力系数在相变点处有一个阶跃增加现象。这一现象随压力的升高变得越来越不明显,在试验范围内摩擦阻力系数的经验关系式按下式表示,即

$$\lambda_0 = 1.663 \times 10^{-2} Re^{0.2237} (\rho w / 1400)^{-0.0412} \quad (1/m) \quad (3.10-182)$$

$$h \leq 2100 \text{ kJ/kg}$$

$$\lambda_0 = 1.0664 \times 10^{-4} Re^{0.325} (\rho w / 1400)^{-0.232} \quad (1/m) \quad (3.10-183)$$

$$H > 2100 \text{ kJ/kg}$$

(6) 为了给螺旋管圈型超临界大容量锅炉的设计提供数据,西安交通大学的动力工程多相流国家重点实验室在其高压汽水两相流试验台上进行了光管和内螺纹管内工质传热特性的试验研究。对 $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$ 不锈钢光管,其倾角为 $20^\circ$ ,对 $\phi 28.6 \times 5.8\text{mm}$ 的SA-213T12四头内螺纹管,其倾角为 $19.5^\circ$ ,两种管子的试验范围相同为压力 $p$ 为23~28MPa,质量流速 $\rho w$ 为600~1200 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,平均内壁热流密度 $q$ 为300~600 $\text{kW}/\text{m}^2$ 。

试验结果表明:在受热倾斜上升光管中,由于重力作用,工质在管内产生自然对流,使超临界工质分层流动,倾斜管在整个试验参数范围内均存在壁温和换热系数周向分布不均,在低焓值和近临界压力区这种不均匀性大,而在高焓值区小。不均匀性随质量流速的提高而减小,随热流密度的增加而增大。在较低热流密度时,上升光管管壁处温度高于其他各点温度,但在高热流密度时,侧面温度最高。

在受热倾斜上升内螺纹管中,管内壁螺纹的旋流作用可减弱、甚至消除了工质在管截面的自然对流,倾斜上升内螺纹壁温和换热系数沿截面周向不均匀性很小。

## 2.2 自然循环锅炉的水循环计算

### 2.2.1 水循环计算的特性参数

(1) 循环倍率 $K$ 。进入上升管的循环水量 $G(\text{kg}/\text{s})$ 与上升管蒸发量 $D(\text{kg}/\text{s})$ 之比称为循环倍率, $K=G/D$ 。 $K$ 的倒数称为上升管出口的质量含汽率 $X_c$ , $X_c=D/G$ 。

(2) 界限循环倍率 $K_j$ 。图3.10-35所示为循环流速与负荷的关系曲线。

从图中可看出,当负荷增加时,最初由于运动压头的增加幅度大于流动阻力,可使循环流速随负荷的增加而相应增加,称为自补偿能力,这是自然循环的一个优点。但是,当负荷增加到一定值以后,负荷再增加,流动阻力反而比运动压头增加的快,循环流速随负荷的增加而下降。自然循环锅炉的自补偿能力丧失,且循环流速开始明显下降的循环倍率称为界限循环倍率 $K_j$ 。

(3) 上升管单位流通截面蒸发量 $D/F_s$ 。 $D/F_s =$

$(3.6\alpha_0 \rho')/K$ 。这是从流动和传热两方面综合考虑的上升管工作的一个指标。

### 2.2.2 自然循环的特性曲线

(1) 简单循环回路的循环特性曲线。图3.10-36所示为一个简单的循环回路,由汽包、一根或一组管径相同的并联下降管、集箱和一组截面尺寸相同和吸热情况相同的并联上升管组成。在稳定流动下,下集箱两侧的压力相等,即

$$p_{g1} + h\rho_{xj}g - \Delta p_{xj} = p_{g1} + h\rho g + \Delta p_s \quad (3.10-184)$$

式中: $p_{g1}$ 为汽包压力,Pa; $\rho_{xj}$ 、 $\bar{\rho}$ 为下降管中水的密度和上升管子汽水混合物的平均密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ; $h$ 为循环回路高度,m; $\Delta p_{xj}$ 、 $\Delta p_s$ 为下降和上升管中工质流动阻力,Pa。

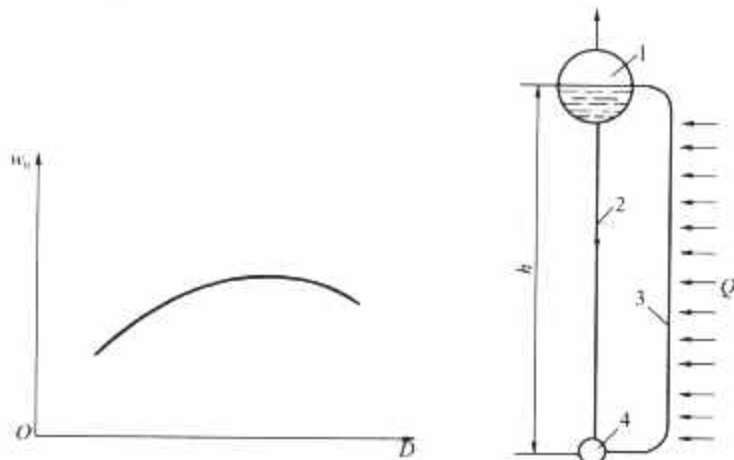


图 3.10-35 循环流速与负荷关系曲线

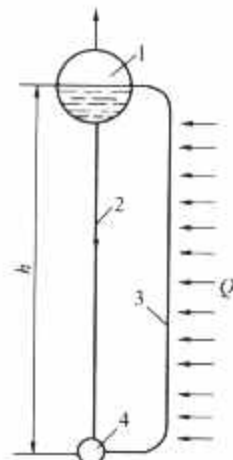


图 3.10-36 简单的循环回路  
1—汽包; 2—下降管;  
3—上升管; 4—集箱

式(3.10-184)可简化为

$$h\rho_{xj}g - \Delta p_{xj} = h\rho g + \Delta p_s \quad (3.10-185)$$

式中左边是下降管总压差,用 $\Sigma\Delta p_{xj}$ 表示,即

$$\Sigma\Delta p_{xj} = h\rho_{xj}g - \Delta p_{xj} \quad (3.10-186)$$

右边是上升管总压差,用 $\Sigma\Delta p_s$ 表示,即

$$\Sigma\Delta p_s = h\rho g + \Delta p_s \quad (3.10-187)$$

利用稳定流动时,下降管和上升管总压差相等原理,绘出简单循环回路的循环特性曲线,如图3.10-37所示。

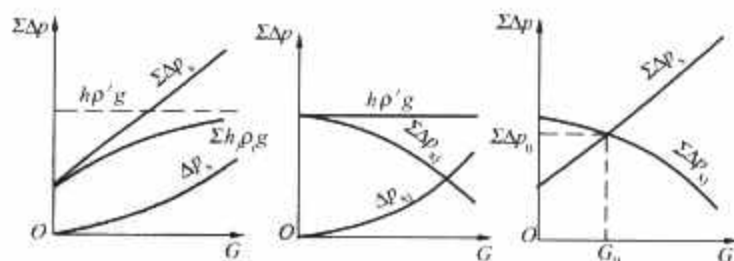


图 3.10-37 简单循环回路的循环特性曲线

(2) 复杂循环回路的循环特性曲线。采用大直径集中下降管的复杂循环回路示意图及其循环特性曲线如图3.10-38所示。对于两个并联的上升系统I和II与大直径下降管的共同压差点为汽包和集中下降管的计算下标高A点处。图3.10-38中3为系统I的引入管曲线,5为汽水引出管(包括分离装置阻力损失 $\Delta p_{\Pi}$ 和汽水混合物提升到超过汽包正常水位的压差 $\Delta p_{cg}$ )曲线,1为水冷壁曲线。将此三曲线在同一流速下按压差相加得上升系统I的总特性曲线 $\Sigma\Delta p_{ss,I}$ 。用同样方法可绘制上升系统II的总特性曲线 $\Sigma\Delta p_{ss,II}$ ,再将此两曲线在统一压差下按流量相加,合并成整个上升系统的特性曲线 $\Sigma\Delta p_{ss,I+II}$ 。它与集中下降管特性曲线 $\Sigma\Delta p_{xj}$ 的交点即本循环回路的工作点。

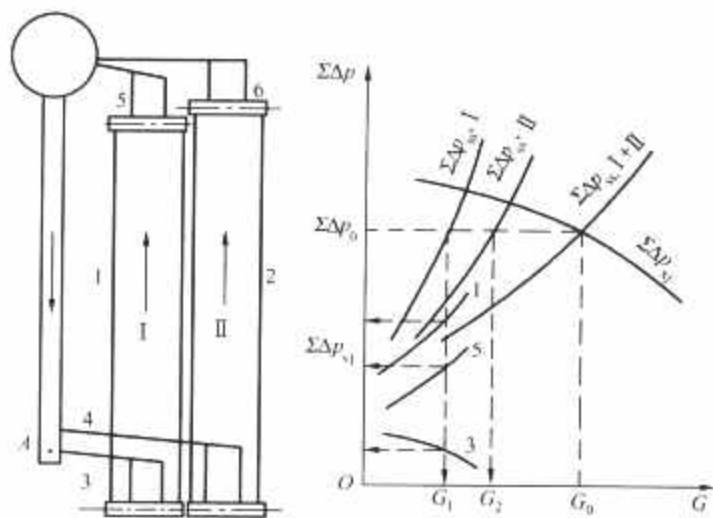


图 3.10-38 复杂循环回路的循环特性曲线

2.2.3 水循环故障和其防止措施

(1) 对亚临界压力锅炉，特别是超压和大容量亚临界压力锅炉易出现水冷壁管内工质传热恶化，可导致水冷壁管超温爆管或逐渐沉盐而超温破坏。防止措施可采用有效推迟传热恶化的内螺纹管。

(2) 对中压锅炉和有些次高压锅炉，特别是小容量和矮回路锅炉可能出现循环停滞现象。上升的蒸发管屏中受热弱的管子，其循环水量  $G$  近于出口蒸发量  $D$ ，此时，管内汽泡近似于从静止的或上、下波动的水中上浮，易形成汽泡滞留，汽泡附于壁面使管壁超温。防止措施为使管屏或管束的工作压差  $\Delta p_s \geq 1.05 \Delta p_{ix}$ ， $\Delta p_{ix}$ ——停滞压差 (Pa)，即管子在  $G=D$  时的压差。

(3) 在上述条件下，如上升管出口接到汽包正常水位以上时，管子上部将出现自由水面。自由水位以上的管子冷却条件恶化，自由水面附近易产生热疲劳，自由水面以下汽泡易附于壁面上。防止措施为尽量不要将上升管引入汽包汽空间。如必须引入汽空间，则使  $\Delta p_s \geq 1.05 (\Delta p_{ix} + \Delta p_{eq})$ 。

(4) 个别吸热差且阻力小的管子会出现循环倒流，即管中的水向下流动，管内汽泡被水带下、或上浮、或滞留，汽泡滞留附壁时可造成管子损坏。防止措施为使管屏或管束的工作压差  $\Delta p_s \geq 1.05 \Delta p_{dl}$ 。其中  $\Delta p_{dl}$ ——倒流压差，即管子倒流时不同下降流速中最大压差 (Pa)。

(5) 在水平或微倾斜的蒸发管内，工质流速不高时，可能出现汽水分层现象。上部壁面冷却条件恶化，分界处壁面温度波动而产生热疲劳。防止措施为倾角一般应大于  $15^\circ$ ，当倾角小时提高工质流速或外敷耐火材料。

2.2.4 水循环的简化计算法

水循环计算的四套方法，即

- (1) 水循环的手算法。
- (2) 水循环的电子计算机方法。
- (3) 水循环的简化计算法。
- (4) 水循环的简捷图线法。

对新设计的锅炉或循环系统变动较大的改装锅炉应进行水循环计算，对亚临界压力锅炉和小容量中压、次高压锅炉（如 10t/h、20t/h 中压锅炉和 20t/h 次高压锅炉）要进行详尽的水循环计算。在方案论证阶段，可用电子计算机方法或简化计算法对多种结构方案进行计算分析，以确定合理的回路结构，拟定提高受热面安全可靠措施。

在此不对水循环计算方法进行详细介绍，考虑到水循环简化计算法比较简单且从该计算公式中能清晰地看出各有关参数对循环特性的影响，因此下面仅介绍典型回路水循环的简化计算法。循环回路结构如图 3.10-39 所示（前水冷壁计

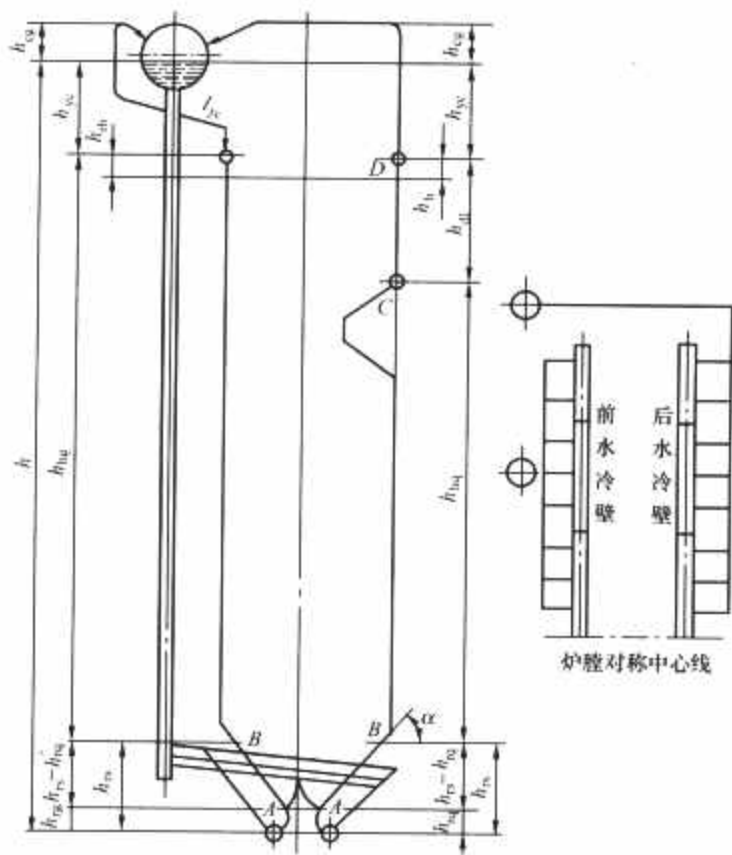


图 3.10-39 循环回路结构  
A—开始受热点；B—开始沸腾点

算)。

(1) 回路循环水速和循环倍率的计算，有

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{\frac{2gc}{\Sigma Z} \left[ h_{hq} \left( 1 - \frac{L_m m}{m-1} \right) + h_{yc} \left( 1 - \frac{1}{m} \right) \right]} \quad (3.10-188)$$

$$K = 3.6 \times (L_s - L_{rq}) / L_{hq} \times (\bar{\omega}_0 \rho' \times r \times F_s) / Q \quad (3.10-189)$$

$$m = 1 + 1/k(\rho' / \rho'' - 1) \quad (3.10-190)$$
$$c = \varphi / \beta$$

式中： $\Sigma Z$  为回路各段折算阻力系数之和； $h_{hq}$ 、 $L_{hq}$  分别为上升管含汽段高度和长度，m； $h_{yc}$  为汽水引出管高度，m； $L_s$  为上升管长度，m； $L_{rq}$  为上升管受热前段长度，m； $r$  为汽包压力下的汽化潜热，kJ/h； $Q$  为回路总吸热量， $10^3$  kJ/h； $c$  为截面含汽率的校正系数，按表 3.10-11 取用。

表 3.10-11 截面含汽率的校正系数

汽包压力	$p_{\text{器}}$	—	中 压			高压	超高压	亚临界
			35~50	65~130	230~240	160	400	$\geq 800$
锅炉蒸发量	$D$	t/h	35~50	65~130	230~240	~ 410	~ 670	$\geq 800$
燃料			褐煤	其他煤	油气	褐煤	其他煤	油气
各种燃料			0.68	0.71	0.74	0.70	0.73	0.77
系数			0.76	0.78	0.80	0.89	0.94	0.91

计算回路循环流速和循环倍率时，可预先按表 3.10-14（见本章 2.2.5.4 主要参数选择）假定一个  $K$  值，按式 (3.10-188) 计算  $W_0$ ，再按式 (3.10-189) 计算  $K$ 。若求得的循环倍率与假定值之差小于 30%，则认为合格，否则重新假定  $K$  值，直到满足上述条件。

(2) 上升管含汽段长度和高度的计算。



1) 锅水欠焓  $\Delta i_{gh}$  (kJ/kg) 按参考文献 [26] 电站锅炉水动力计算方法 4.8 条规定计算。

2) 热水段长度  $L_{rs}$  按下式计算, 即

$$L_{rs} = \Delta i_{gh} \times (L_s - L_{rg}) / (r/k + \Delta i_{gh}) + L_{rg} \quad (\text{m}) \quad (3.10-191)$$

3) 含汽段长度  $L_{hq}$  按下式计算, 即

$$L_{hq} = L_s - L_{rs} \quad (\text{m}) \quad (3.10-192)$$

4) 含汽段高度  $h_{hq}$  (m) 按  $L_{hq}$  和结构特性进行计算。

(3) 回路各段折算阻力系数的计算式有

$$\Sigma Z = Z_{xj} + Z_{yr} + Z_{rs} + Z_{hq} + Z_{yc} + Z_{fl} \quad (3.10-193)$$

$$Z_{xj} = (\epsilon_{r1} + \Sigma \epsilon_{wt1} + \lambda_{01} L_{xj} + \epsilon_{c1}) (F_s / F_{xj})^2 \quad (3.10-194)$$

$$Z_{yr} = (\epsilon_{r2} + \Sigma \epsilon_{wt2} + \lambda_{02} L_{yr} + \epsilon_{c2}) (F_s / F_{yr})^2 \quad (3.10-195)$$

$$Z_{rs} = \epsilon_{r3} + \Sigma \epsilon_{wt3} + \lambda_{03} L_{rs} \quad (3.10-196)$$

$$Z_{hq} = (\Sigma \epsilon_{wt4} + \psi_s \lambda_{03} L_{hq}) (m+1)/2 + (\epsilon_{cw4} + \epsilon_{c4}) m \quad (3.10-197)$$

$$Z_{yc} = (\epsilon_{r5} + \Sigma \epsilon_{wt5} + \psi_{yc} \lambda_{05} L_{yc} + \epsilon_{c5}) (F_s / F_{yc})^2 m \quad (3.10-198)$$

$$Z_{fl} = \epsilon_{fl} (F_s / F_{fl})^2 m \quad (3.10-199)$$

$$F_{xj} = \pi/4 \times d_{xj}^2 \times n / \Sigma n \quad (3.10-200)$$

$$\text{对水: } \Sigma \epsilon_{wt1} = (\Sigma \alpha \times n / 45^\circ) \times 0.1 \quad (3.10-201)$$

$$\text{对汽水混合物: } \Sigma \epsilon_{wt1} = (\Sigma \alpha \times n / 45^\circ) \times 0.2 \quad (3.10-202)$$

式中:  $\epsilon_r$  为各段入口阻力系数;  $\epsilon_c$  为各段出口阻力系数;  $\psi_s$ 、 $\psi_{yc}$  为受热和不受热段双相流体摩擦损失的校正系数, 按表 3.10-12 取用;  $n$  为属于该计算回路的引入管根数;  $\Sigma n$  为与该集中下降管联结的引入管总根数;  $\Sigma \epsilon_{wt}$  为各管段弯头阻力系数之和;  $\Sigma \alpha \times n$  为计算段所有弯头角度之和。

当汽包设置旋风分离器时  $\epsilon_{c5} = 0$ , 因现场测定的旋风分离器阻力系数  $\epsilon_{fl}$  包含了引出管出口阻力系数  $\epsilon_{c5}$ 。

表 3.10-12 受热和不受热段双相流体摩擦损失的校正系数

汽包压力	$p_{gt}$	—	中压	高压	超高压	亚临界
汽包蒸发量	$D$	t/h	35~240	160~410	400~670	$\geq 800$
系数	$\psi_s$	—	1.3	1.08	1.03	1
系数	$\psi_{yc}$	—	1.4	1.15	1.07	1

## 2.2.5 循环回路的设计原则和主要参数的选择

### 2.2.5.1 循环回路的设计原则

对不同参数、容量的锅炉, 其循环可靠性是不同的, 所出现的循环故障有时也各异。

(1) 对高压锅炉和超高压固态排渣煤粉炉, 水循环安全可靠, 在常规结构情况下, 一般不会出现循环故障。

(2) 对亚临界压力锅炉和高热强度, 采用小管径 (外径小于 50mm) 水冷壁的超高压锅炉, 其受热强的水冷壁管内有时会发生工质沸腾传热恶化, 导致水冷壁管破坏。而受热弱的管子, 既不会出现循环停滞、倒流和自由水面, 循环水速也不会过低, 这些管子是安全的。

(3) 对小容量中压锅炉, 受热弱的管子有时会发生循环停滞、倒流和自由水面现象, 导致水冷壁破坏。这类锅炉受热强的管子是安全的。

### 2.2.5.2 亚临界压力锅炉循环回路的设计原则

(1) 选用能有效推迟传热恶化临界含汽率的内螺纹管, 在确保临界含汽率裕度  $\Delta X_{lj}$  的条件下, 可采用小管径内螺纹管水冷壁, 减少汽水引出管和水引入管的截面比, 从而减少循环系统的钢耗量。

(2) 降低汽包凝汽率。水冷壁中产生的部分蒸汽在汽包或下降管入口段的过冷水中又凝结成水, 这部分蒸汽与循环水量之比称为凝汽率  $X_{rg} = D_{rg} / G_s$ 。图 3.10-40 所示为汽包凝汽率  $X_{rg}$  对循环特性的影响。

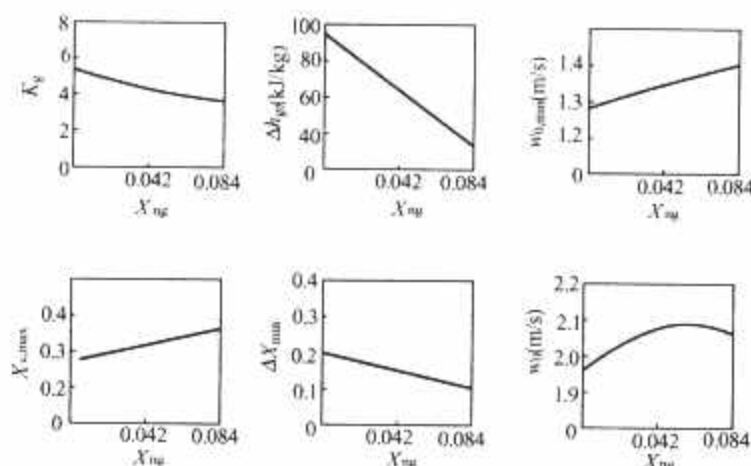


图 3.10-40 汽包凝汽率  $X_{rg}$  对循环特性的影响

从图中可看出, 随着凝汽率的增加, 汽包欠焓减少, 锅炉循环倍率减小, 受热最强管出口干度增加其传热恶化临界含汽率裕度下降, 易发生水冷壁管内沸腾传热恶化。减少蒸汽进入汽包内的措施如下:

1) 合理选择分离器的形式、规格与数量, 使分离器底部排水的平均折算速度与向下流动携带气泡的极限速度不能偏离过大, 这部分带汽是汽包凝汽的主要份额。

2) 采用给水直接注入下降管或使给水分管出口尽量靠近下降管口, 这有利于使部分混入水中的汽再逸入汽空间。

(3) 如采用光管水冷壁, 宜适当加大水冷壁管径。

图 3.10-41 所示为水冷壁管径  $d_n$  对循环特性的影响曲线。

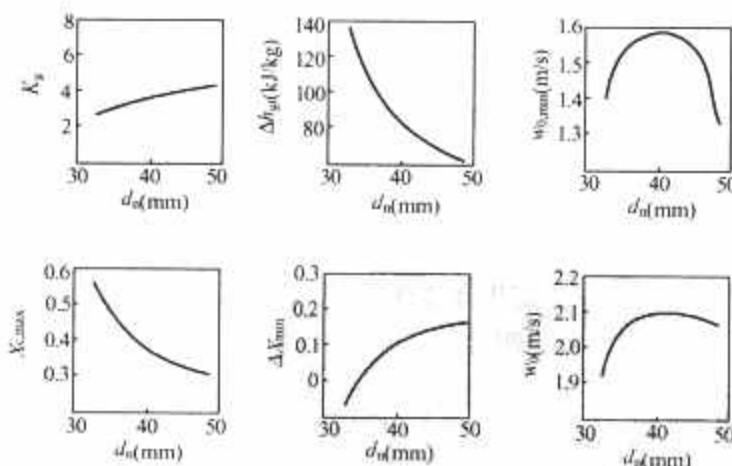


图 3.10-41 水冷壁管径  $d_n$  对循环特性的影响曲线

从图中可看出: 加大水冷壁管径, 循环系统的阻力下降, 使循环水量增加, 导致锅炉循环倍率增加, 受热最强管出口干度降低, 其传热恶化的临界含汽率裕度增加, 可避免水冷壁管内工质传热恶化的发生。

(4) 如传热恶化的临界含汽率裕度较小, 可适当加大汽水引出管和水引入管的截面比。表 3.10-13 为亚临界压力锅炉采用不同汽水引出管和水引入管截面比时水循环的计算结果。从表中可看出: 随着  $F_{yc}/F_s$  和  $F_{yr}/F_s$  的增加, 因循环系统阻力减小, 循环水量增加, 致使锅炉循环倍率增加, 受

热最强管出口干度降低,其产生传热恶化的临界含汽裕度增加,但 $F_{yc}/F_s>0.9$ , $F_{yr}/F_s>0.7$ 后其再增大,对循环特性的影响已较小。

表 3.10-13  $F_{yc}/F_s$ ,  $F_{yr}/F_s$  对循环特性的影响表

序号	$F_{yc}/F_s$	$F_{yr}/F_s$	$K_R$	$\Delta h_{gr}$ (kJ/kg)	$x_{c,max}$	$\Delta x_{min}$	$\bar{w}$ (m/s)	$\bar{w}_{0,min}$ (m/s)
1	0.59	0.41	3.83	79.88	0.341	0.110	1.88	0.78
2	0.85	0.67	4.35	64.31	0.319	0.158	2.08	1.34
3	1.11	0.93	4.58	58.36	0.309	0.183	2.18	1.63

### 2.2.5.3 小容量中压锅炉循环回路的设计原则

(1) 适当减小水冷壁管径,对矮回路锅炉采用小管径水冷壁是最有效提高安全性的结构措施。

(2) 适当增加回路高度。

(3) 适当加大汽水引出管、水引入管或分散下降管的截面比。

(4) 减少回路管间吸热不均匀性。其结构措施如下:

1) 循环回路内分组(可在集箱内加隔板),则减小水冷壁管组宽度。

2) 角隅部分管子最好划成单独回路。

3) 燃烧区域让开的管子最好划在同一组件内。

4) 为了改善炉膛角隅部分管子的受热情况,宜将炉膛截面切角,切角部分最小应不小于水冷壁节距的2~3倍。

5) 当需要装设燃烧带时,应将角隅处5~10根管子不予遮盖。

### 2.2.5.4 主要参数选择

表3.10-14为自然循环回路主要设计参数。表中数据取自己运行锅炉的相关资料。在水循环计算中需事先假定循环水速、循环倍率时,可直接从表中取用相关数据。在锅炉方案设计阶段,进行水循环计算分析时,表中数据可供参考。在更高参数更大容量亚临界压力锅炉,小管径水冷壁紧凑锅炉和特殊结构锅炉设计时,锅炉水循环特性数据可能突破表3.10-14中数据范围,碰到上述情况,应对锅炉水循环进行详尽的计算和进行必要的试验。

表 3.10-14 自然循环路主要设计参数

锅炉压力		中压	高压	超高压	亚临界
全炉实际循环倍率 $K$	光管	12~25	7~15	4~8	3.5~6
	部分内螺纹管	—	—	—	2~4
界限循环倍率 $K_j$		10	5	不作校核	
循环水速 $w_0$ (m/s)	水冷壁	0.4~1.0	0.7~1.5	1.0~1.5	1.5~2.5
	双面水冷壁	—	1~1.5	1.5~2.0	2.5~3.5
	对流管速	0.4~0.7	0.5~1.0	—	—
上升管流通截面蒸发量 $D/F_s$ [t/(h·m <sup>2</sup> )]	光管	60~250	250~480	420~680	650~900
	内螺纹管	—	—	—	950~2000
下降管截面比 $f = F_{xj}/F_s$ (%)		20~35	35~45	50~60	60~70
引出管截面比 $f = F_{yc}/F_s$ (%)		35~45	40~50	50~70	60~80
下降管入口流速 $w_{xj}$ (m/s)		≤3	≤3.5	≤3.5	≤4

## 2.3 直流锅炉的水动力计算

直流锅炉中的水汽在管内作一次强制性流动。锅炉整体

阻力由给水泵克服。管内工质的质量流速与锅炉的负荷成正比。进入炉膛水冷壁的是具有一定欠热的水,而水冷壁的出口是微过热蒸汽或质量含汽率接近于1的汽水混合物。

各种类型直流锅炉的差别主要是炉膛水冷壁蒸发受热面的布置方式。目前常用的有螺旋管圈和垂直上升管圈两种类型。

直流锅炉的水动力计算的主要任务是确定各部件及锅炉整体的阻力,以及校核炉膛水冷壁管屏的工作可靠性。由于直流锅炉水冷壁管屏中汽水混合物的含汽率比自然循环锅炉要大得多,因此校核双相流体流动的下列水动力可靠性就显得特别重要。

锅炉的工作压力愈高,原则上直流锅炉的各种水动力可靠性问题也愈为趋于安全。

### 2.3.1 双相流体的热偏差

双相流体的热偏差是并联各管屏或各管子之间工质焓增的偏差,定义为最大焓增与平均焓增之比。热偏差由结构、受热和流动三方面的差别而引起。热偏差系数 $\rho$ 可按式计算,即

$$\rho = \frac{\Delta h_{\max}}{\Delta h_{pj}} = \frac{\eta_r \eta_{gr}}{\eta_l} \quad (3.10-203)$$

式中: $\Delta h_{\max}$ 、 $\Delta h_{pj}$ 分别为各并联管屏或管子中的最大焓增和平均焓增,kJ/kg; $\eta_r$ 、 $\eta_{gr}$ 、 $\eta_l$ 分别为热负荷、结构、流量的不均匀系数,分别表示它们的最大值与平均值的比值。

与自然循环锅炉的水冷壁管屏具有“自补偿特性”(吸热大的管屏或管子的工质流量有增大的趋势)相比,大多数直流锅炉双相流体管屏具有相反的“直流特性”(吸热大的管屏或管子的工质流量有减小的趋势,从而增大了热偏差系数 $\rho$ 值)。这种特性对管屏的工作可靠性是不利的。只有管径较大的垂直上升管圈可能具有不大的自补偿特性。如果 $\rho$ 值超过容许值,就可能出现偏差管出口含汽率过高而发生传热恶化或严重积盐垢,或者因过热而烧坏管子。

在各种锅炉出力下都应校核水冷壁的热偏差。当发生炉膛内火焰偏斜时,有可能使热偏差更趋严重。在管子进口或分组的进水支管中装设口径相同的或不同的节流圈(或节流阀)可以使热偏差减小。

### 2.3.2 脉动

这是一种在各并联的各屏之间或在同一管屏中的各并联管子之间发生周期性的流量大幅度脉动的现象(见图3.10-42)。发生严重的脉动时会使管子壁温剧烈波动及过度升高而烧坏,因此必须防止。脉动的机理非常复杂,各国学者都在发展更为完善的计算方法。有一种计算方法称为“界限质量流速法”。为防止脉动,设计上应使管内工质质量流速大于界限值 $(\rho w)_{cr}$ 。水平管圈的 $(\rho w)_{cr}^h$ 见下式,即

$$(\rho w)_{cr}^h = 4.63 \times 10^{-9} K_p (\rho w)_0 \frac{q}{d} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (3.10-204)$$

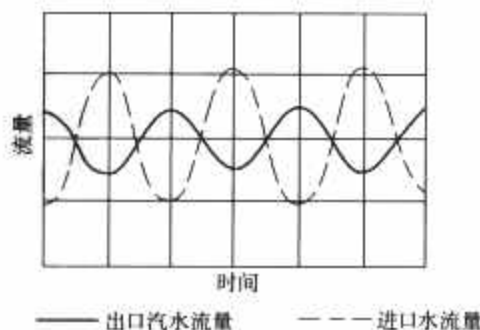


图 3.10-42 发生脉动时管子出口汽水和进口水流量的周期性变化



式中:  $q$  为管子平均内壁热负荷,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;  $d$ ,  $l$  分别为管子内径和长度,  $\text{m}$ ;  $(\rho w)_0$  为压力为  $9.8\text{MPa}$  时不发生脉动的基本界限质量流速,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $K_p$  为压力修正系数。

计算时按已知的管子进口段阻力系数  $\xi$  (包括受热前管段及节流圈)、进口欠热  $\Delta h$  和工作压力  $p$  从图 3.10-43 (a)

查得  $(\rho w)_0$  和  $K_p$  值, 再用式 (3.10-204) 计算  $(\rho w)_{cr}^h$ 。

垂直管屏的界限质量流速比水平管圈为大, 按下式计算, 即

$$(\rho w)_{cr}^v = a (\rho w)_{cr}^h \quad (3.10-205)$$

式中:  $a$  为修正系数, 查图 3.10-43 (b)。

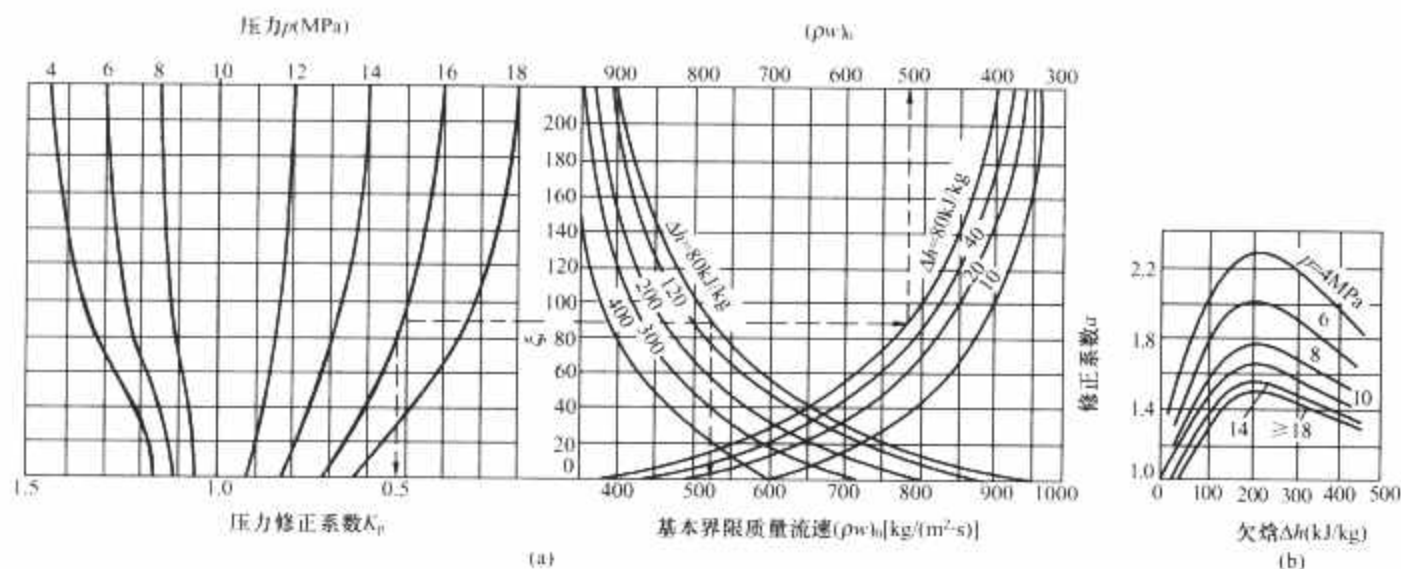


图 3.10-43 核算脉动的基本界限质量流速线算图  
(a) 水平管圈基本界限质量流速; (b) 垂直上升管屏修正系数

防止脉动可以采用以下几种方法:

- (1) 在并联各管进口装设直径相同的节流圈。
- (2) 设计中采用足够高的质量流速。
- (3) 采用分级管径, 即沿工质流向逐级增大管径。
- (4) 结构上采用中间混合集箱。

(5) 采用呼吸箱, 即在并联各管含汽率  $x=0.15 \sim 0.2$  的蒸发区, 用连接管使它们与一公共集箱 (呼吸箱) 相连接。

### 2.3.3 多值性

在结构、压降和吸热条件全部相同的情况下, 各并联蒸发管圈具有完全不同的流量, 这种特性称为多值性。出现多值性的原因是在某些条件下蒸发管圈的压降—流量特性曲线的非单值性, 如图 3.10-44 所示。这时即使各并联管圈的压降  $\Delta p$  相同, 仍可能具有三种流量  $G_1$ 、 $G_2$  和  $G_3$  (相应于图中的工作点 1、2 和 3)。

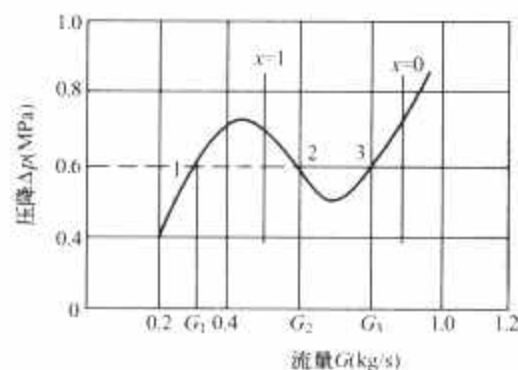


图 3.10-44 多值性的压降与流量关系曲线

压力愈低, 进口欠热愈大, 愈容易发生多值性。并联蒸发管圈发生多值性时, 部分流量小的管子出口工质温度可能过高而引起超温爆管。因此校核时要在一定吸热量下计算出各种流量时的管圈压降, 画出像图 3.10-44 那样的特性曲线来判断是否具有多值性。对于水平管圈也可直接按图 3.10-45 做出判断。该图用于分级管径的水平管圈具有更大的裕度。

避免发生多值性的方法有: 并联各管进口装口径相同的节流圈, 用呼吸箱、分级管径和减小管屏进口欠热。

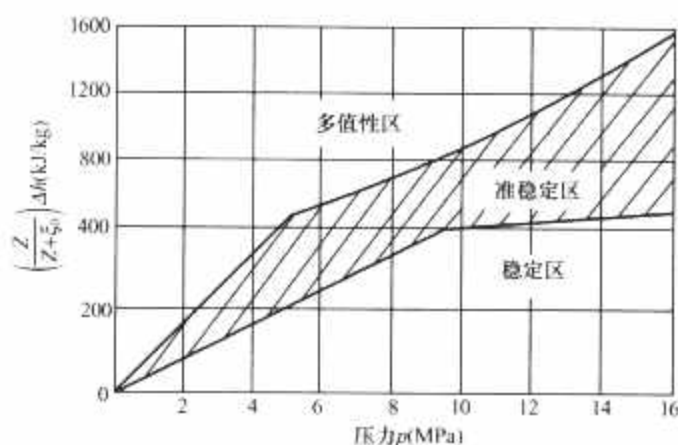


图 3.10-45 水平管圈多值性的界限

图 3.10-45 中:  $Z$  为管屏总阻力系数,  $Z=\lambda_0 l$ ;  $l$  为管长,  $\text{m}$ ;  $\lambda_0$  为每米摩擦阻力系数;  $\xi$  为对应于管内流速的节流圈阻力系数;  $\Delta h$  为进口欠热,  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

### 2.3.4 双相流体干度的分配均匀性

当具有一定干度 (含汽率) 的汽水混合物自集箱流向出口各支管时, 如发生严重的干度分配不均匀, 则在干度高的支管中可能因流量太小而导致过热。汽水混合物干度分配的均匀性主要决定于压力、混合物的干度及质量流速的大小, 以及分配部件的结构形式。对于每种分配器的结构形式都应进行模拟或实物试验, 以确定达到符合要求分配均匀性的各种准则数值。此外, 还应尽可能避免结构上的不均匀性, 例如从水平集箱引出汽水混合物时, 各支管应从集箱的同一角度引出, 避免有的支管从上部引出, 有的支管从下部引出。双相流体分配的均匀性应在最低负荷下校核。

### 2.3.5 汽水分层

在高热负荷的水平或微倾斜 (升角小于  $15^\circ$ ) 水冷壁管中如发生汽水分层流动, 将会使管子的上下部分壁温差过大而烧坏。

保证不发生汽水分层的最小质量流速为  $[\rho w_{\min}] \geq 400 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  (最低负荷下)。

### 2.3.6 停滞及传热恶化

停滞及传热恶化的校核与自然循环锅炉的校核方法

相同。

2.4 控制循环锅炉的水动力计算

2.4.1 控制循环锅炉的类别

控制循环是介于自然循环与直流锅炉之间的一种回路循环方式，它依靠连接于循环回路中的专用循环泵，来控制锅炉蒸发受热面中的汽水混合物流动，以确保管子冷却所需的各项可靠性指标，并满足结构上的一些需要。

根据不同参数及容量和锅炉的循环倍率，控制循环可分为以下几种类型：

(1) 多次强制循环（强制循环），适用的锅炉及参数容量范围较广。这类循环方式如图 3.10-46（a）所示，其循环倍率在 2~8 之间。

(2) 低倍率循环锅炉，循环倍率在 1.2~2 之间，如图 3.10-46（b）所示，一般用于大容量的亚临界压力锅炉上。

(3) 超临界压力复合循环锅炉（复合循环直流锅炉），如图 3.10-46（c）所示。根据循环泵连接位置不同又分为串联复合循环及并联复合循环两种。

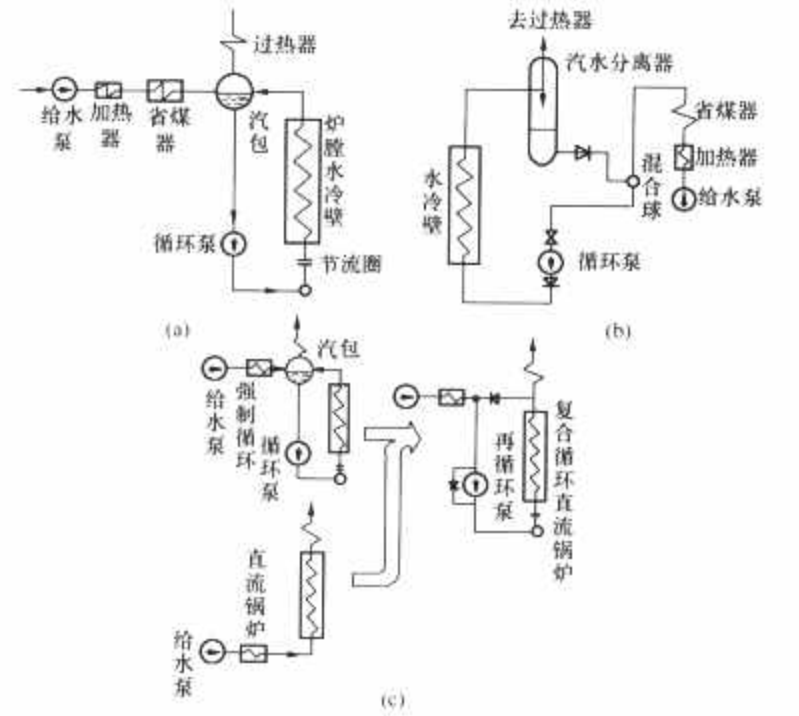


图 3.10-46 控制循环锅炉系统  
(a) 强制循环；(b) 低倍率循环；(c) 复合循环

2.4.2 控制循环的水动力计算任务

水动力计算分设计计算和校核计算两种。设计计算按额定负荷进行，其计算任务为：

- (1) 根据锅炉设计及热力计算，确定各蒸发受热面回路的结构尺寸及流动特性参数。
- (2) 根据回路的流量分配和可靠性要求，选取节流圈直径及布置。
- (3) 确定循环泵的压头和流量，从而选取泵的台数和功率。
- (4) 确定蒸发受热面的各项可靠性指标和裕度，以及循环泵的可靠性。

如果锅炉的负荷和运行压力以及循环泵的投入参数有变动时，一般需作校核计算，其任务为：

- (1) 确定循环回路的流量特性。
- (2) 校核各受热面和循环泵的工作可靠性。

2.4.3 回路的水动力计算

水动力特性是用回路的流动压降和流量的关系来表示的。流动压降包括受热上长升管各段（其中包括节流圈的压

力损失）各并联管组，循环泵入口和出口的供水管道等处的压降。

节流圈的压降损失  $\Delta p_{jl}$  (Pa)，按式 (3.10-206) 计算，即

$$\Delta p_{jl} = \zeta_{jl} \frac{(\rho w)^2}{2\rho} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-206)$$

对于装在管子入口的节流圈， $\zeta_{jl}$  按式 (3.10-207) 计算，即

$$\zeta_{jl} = \left\{ 0.5 + \left[ L - \left( \frac{d_0}{d_n} \right)^2 \right]^2 + \tau \left[ L - \left( \frac{d_0}{d_n} \right)^2 \right] \right\} \left( \frac{d_n}{d_0} \right)^4 \quad (3.10-207)$$

式中： $\zeta_{jl}$  为节流圈阻力系数； $d_0$  为节流圈孔径，m，为防止堵塞，最小孔径应大于 6mm； $\tau$  为与  $l/d_0$  有关的系数，见表 3.10-15； $L$  为节流孔长度，m。

表 3.10-15  $\tau$  的取值

$L/d_0$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.6	2.0	2.4
$\tau$	1.35	1.22	1.10	0.84	0.42	0.24	0.16	0.07	0.02	0

对于装设在管子中部的节流圈， $\zeta_{jl}$  用下式计算，即

$$\zeta_{jl} = \left\{ \left[ 0.5 + \tau \sqrt{L - \left( \frac{d_0}{d_n} \right)^2} \right] \times \left[ L - \left( \frac{d_0}{d_n} \right)^2 \right] + \left[ L - \left( \frac{d_0}{d_n} \right)^2 \right]^2 \right\} \left( \frac{d_n}{d_0} \right)^4 \quad (3.10-208)$$

2.4.4 强制循环和低倍率循环锅炉的水动力特性计算

简单的控制循环回路水动力特性为回路的水动力特性与循环泵的特性曲线相交点即为循环回路的工作点。

对于一台循环泵同时供给多个在结构上，受热情况各不相同的上升水冷壁组成的复杂回路，可按图 3.10-47 所示的图解法表示和求解。

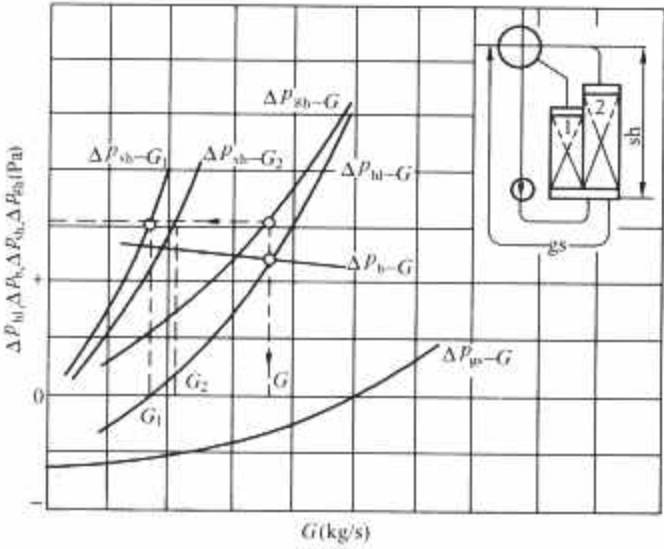


图 3.10-47 多片水冷壁并联时  
强制循环回路的图解法

这时先分别求出各片水冷壁（图示为两片）单独的水动力特性（ $\Delta p_{sh}-G_1$  和  $\Delta p_{sh}-G_2$ ），然后用同一压降下流量相加的方法求出多片水冷壁并联时的水动力特性（ $\Delta p_{sh}-G$ ）。同时作出公共供水管路的特性曲线（ $\Delta p_{gs}-G$ ），用在同一流量下压降相加的办法求得供水管路和整个并联水冷壁复杂回路的水动力特性（ $\Delta p_{hl}-G$ ）。它和循环泵特性曲线（ $\Delta p_b-G$ ）相交处即整个复杂回路的工作点，也即是循环泵的出力和工作压头。

知道总流量  $G$  后，就可求出各片水冷壁的循环流量  $G_1, G_2, \dots$  或循环流速  $w_{01}, w_{02}, \dots$ 。如果各片水冷壁的循环流量相差很大，危及其可靠性时，则可在向各片水冷壁供水的管子入口处装设不同孔径的节流圈来调节各片水冷壁的水



动力特性,使其流量分配趋于均匀。

上述对各回路所求得的循环流速  $w_c$  (循环流量  $G$ ) 是每片水冷壁中的平均值,即假设该片水冷壁中各管在宽度上受热均匀,结构上一致的,但当每片水冷壁中各管受热不均匀时,循环流速就不相同,这时就会与自然循环锅炉一样出现循环的停滞和倒流现象,在工作可靠性评定时需对此进行校核。

蒸发受热面管内的最小的质量流速  $[\rho w]_{\min}$  的选取应确保管壁金属得到良好的冷却,也即对水平或微倾管不发生汽水分层,管屏不发生脉动,无水动力多值性以及不发生传热恶化等条件。一般在设计时对燃煤锅炉可取管内质量流速为  $\rho w \geq 850 \sim 1000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  (燃用烟煤及容量大的锅炉取大值)。对燃油、气锅炉可取  $\rho w \geq 1200 \sim 1350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  (对亚临界压力及大容量锅炉取大值)。

进入循环泵吸水管的流速按入口不发生汽化的最低质量流速选取。循环泵出口供水管内的质量流速可选取较高值,一般  $\rho w = 2000 \sim 3000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

低倍率循环与强制循环回路的水动力特性,原理上虽然相同,但由于结构上以及循环倍率上的差异,其特性仍各有不同。首先在结构上低倍率循环锅炉的回路中增设了混合器及相应阀门等部件(见图 3.10-46)由立式分离器代替了汽包。在循环倍率上强制循环比低倍率循环要大 2~4 倍。因此,在设计、计算及运行方面存在以下差别:

(1) 低倍率循环各回路的水动力计算时必须按吸热量比例来分配循环流量。

(2) 低倍率循环锅炉需采用比强制循环锅炉更小的水冷壁管径,前者可用内径为  $\phi 18 \sim \phi 25 \text{ mm}$  的管子,而后者用内径为  $\phi 30 \sim \phi 40 \text{ mm}$  的管子,并需在供水管上安装节流圈。

(3) 低倍率循环锅炉的循环量比强制循环的小而压头要高。

(4) 低倍率循环锅炉的分离器出口蒸汽湿度会影响循环特性,如湿度增加会增加蒸发管的流速,减小出口含汽率。按额定负荷下湿度为零时计算结果使锅炉偏于安全。

(5) 低倍率循环锅炉的汽水分离器直径较小,又可采用小管径的蒸发管,吸水管和供水管,总的金属耗量要低于强制循环锅炉。

(6) 低倍率循环锅炉一般比强制循环高,适宜于采用塔式布置。

(7) 低倍率循环锅炉启动时间可比强制循环短,机动性更好。

## 2.4.5 复合循环锅炉的水动力计算

### 2.4.5.1 复合循环锅炉的工作原理和特点

复合循环的超临界压力锅炉得到了广泛的应用。在超临界压力下,当受热面的热负荷很高,而管内质量流速比较低时,会产生“类膜态沸腾”传热恶化使壁温急剧升高。因此必须在各种负荷范围内使受热最强的下辐射区具有足够的质量流速。同时,由于超临界压力下没有一个恒定的饱和温度,如并联各管之间流速偏差过大,流速偏低,会使并联的复式水冷壁之间产生很大的热应力,为使各并联管中温差保持在一定范围内(一般  $t < 50^\circ\text{C}$ ),无论在何种锅炉负荷下都必须保证有足够的质量流速。

图 3.10-48 中示出了不同锅炉负荷下,水冷壁管中工质的质量流速变化特性。图中曲线 1 表示传热所需的最低工质质量流速。锅炉设计时,必须使管内实际的质量流速 ( $\rho w$ ) 大于曲线 1。对于一般直流锅炉,管内  $\rho w$  值是

选取  $\rho w$  值。这样,不但在低负荷时要有很大的旁通热量损失,而且在额定负荷下也会因很高的  $\rho w$  值,而使汽水阻力增大,给水泵的功率也很大。同时水冷壁管屏也要用较小的管径。

采用复合循环在给水管路上增加一台循环泵,可得到如图 3.10-48 中曲线 3 的质量流速,在低负荷时,可依靠循环泵使通过水冷壁的流量大于锅炉蒸发量,辐射受热面也因循环泵返回的工质有较高的质量流速和得到较好的冷却。

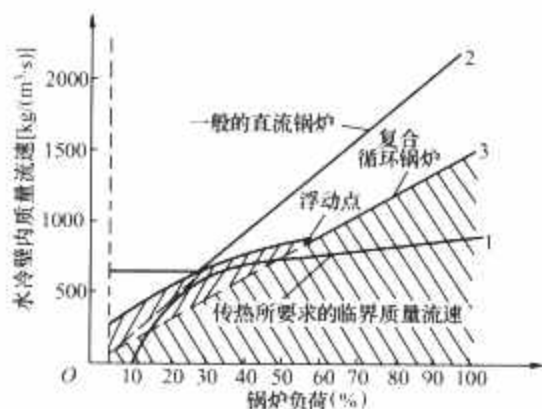


图 3.10-48 锅炉负荷和水冷壁中工质质量流速的关系

负荷升高,工质流过水冷壁的阻力也因之而增加,当阻力大于循环泵的压头时,通过水冷壁的流量等于锅炉给水量,再循环管路就不起作用,循环量等于零,循环泵处于所谓“浮动”的工作状态。因 3.10-48 中曲线 3 下部画线部分即表示再循环量增加的流量。“浮动点”也称为复合循环负荷。

复合循环又有部分负荷复合循环和全负荷复合循环两种形式,其工作原理是相同的。

图 3.10-49 所示为部分负荷复合循环和全负荷复合循环的运行特性。

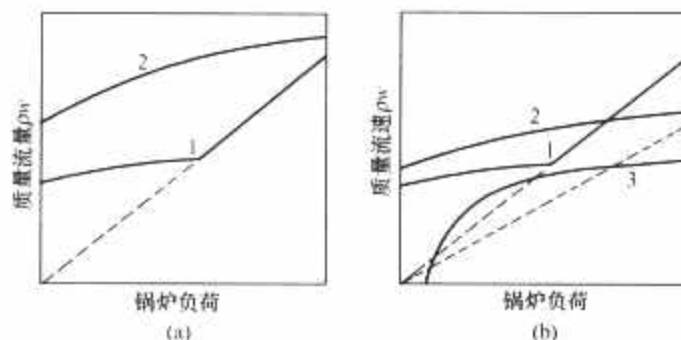


图 3.10-49 部分负荷复合循环和全负荷复合循环的运行特性

(a) 全负荷复合循环; (b) 部分负荷复合循环

1—部分负荷复合循环; 2—全负荷复合循环; 3—临界质量流速

可见复合循环负荷等于锅炉全负荷,就称为全负荷复合循环[图 3.10-49 (a) 的曲线 2],这在循环泵压头提高后即可实现,但并不经济,只有在容量较小的锅炉上,为了保持一次垂直上升水冷壁管的管径不过小并有足够的质量流速时才采用,前述亚临界压力的低倍率循环就属于这种类型。另一种全负荷下复合循环是选用较低的质量流速使水冷壁阻力降低,但适当地提高了低负荷时循环泵的压头和能量消耗[见图 3.10-49 (b)]。因此采用何种复合循环方式应根据锅炉整体设计的要求而定。

### 2.4.5.2 串联复合循环的水动力计算

图 3.10-50 示出了串联复合循环锅炉的汽水系统[见图 3.10-50 (a)]和水动力特性[见图 3.10-50 (b)]。循环泵装在混合器 A 点后与给水泵成串联形式。

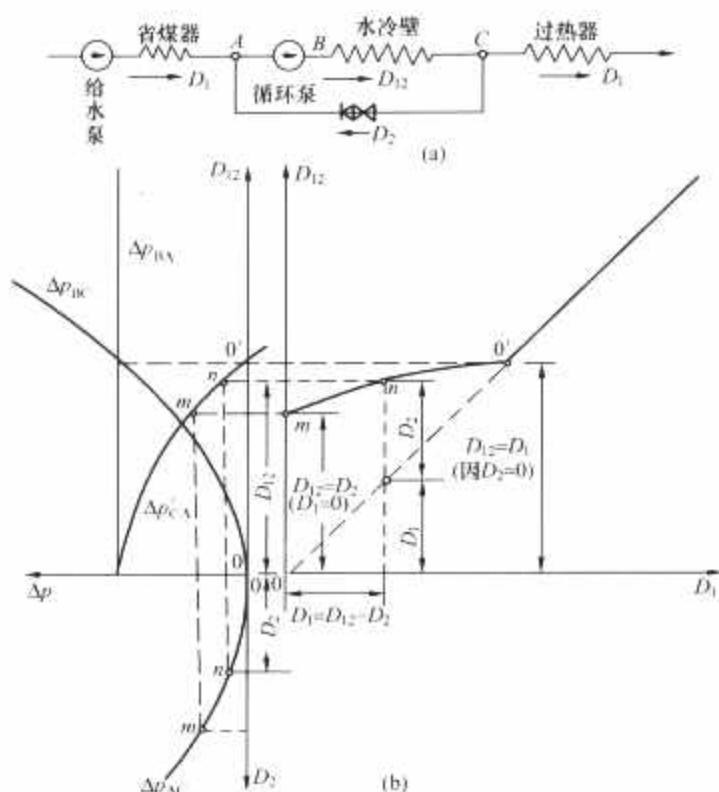


图 3.10-50 串联式复合循环直流锅炉的汽水系统及水动力特性

(a) 汽水系统; (b) 水动力特性

$\Delta p_{AB}$ —循环泵的特性曲线;  $\Delta p_{AC}$ —水冷壁流动的特性曲线;  $\Delta p'_{CA} = \Delta p_{AB} - \Delta p_{AC}$  时的水冷壁管路 (包括泵前后管路) 的流动特性曲线;  $\Delta p_{BC}$ —再循环管路的流动特性曲线。

图 3.10-50 中示出了不同锅炉负荷下通过水冷壁工质的流动特性。由图得出: 当  $\Delta p'_{CA} = 0$ ,  $p_C = p_A$ ,  $D_2 = 0$  即  $0'$  点和超过  $0'$  点后  $\Delta p'_{CA} < 0$ , 因止回阀作用  $D_2$  仍为零; 在锅炉启动时,  $D_1 \approx 0$  通过水冷壁流量  $D_{12} = D_2$ , 即为  $m$  点在  $m \sim 0$  之间, 如  $n$  点处  $\Delta p'_{CA} > 0$ , 通过水冷壁  $D_{12} = D_1 + D_2$ 。因此, 串联复合循环的水动力特性是由循环泵, 水冷壁以及再循环管的流动特性所决定, 设计时需组合好上述三个特性, 就能得到预期的复合循环水动力特性。

#### 2.4.5.3 并联复合循环的水动力计算

并联式复合循环是循环泵装在再循环管路上, 其汽水系统及水动力特性如图 3.10-51 所示。

根据水冷壁水动力特性  $\Delta p_{AC}$ , 再循环管路的水动力特性  $\Delta p_{CB}$  和循环泵的特性曲线  $\Delta p_{AB}$ , 可以求得并联复合循环的流量特性。由于并联系统中, 循环泵串接在再循环管道上, 如要保证总有工质流过则最好用在全负荷复合循环锅炉上, 因此其使用范围要比串联的复合循环小。

根据复合循环的水动力特性可见, 除了必须解决循环泵在高温高压下 (尤其在超临界压力下) 长期可靠工作性能外, 它具有一系列锅炉设计及运行上的优点而得到广泛的应用, 主要有:

- (1) 锅炉汽水系统压降减少, 节省给水泵能耗, 这主要是由于满负荷时可以选择较低的质量流速。
- (2) 锅炉低负荷运行不受最低质量流速及旁路系统热损失的限制。
- (3) 水冷壁流动可靠, 各种负荷下都可保证水冷壁管子的冷却。
- (4) 简化机组旁路系统, 启动热损失减小。

#### 2.4.6 控制循环锅炉工作可靠性的校核

控制循环锅炉的辐射受热面结构及工况在很大程度上与自然循环及直流锅炉中的类似, 其水动力可靠性由以下指标

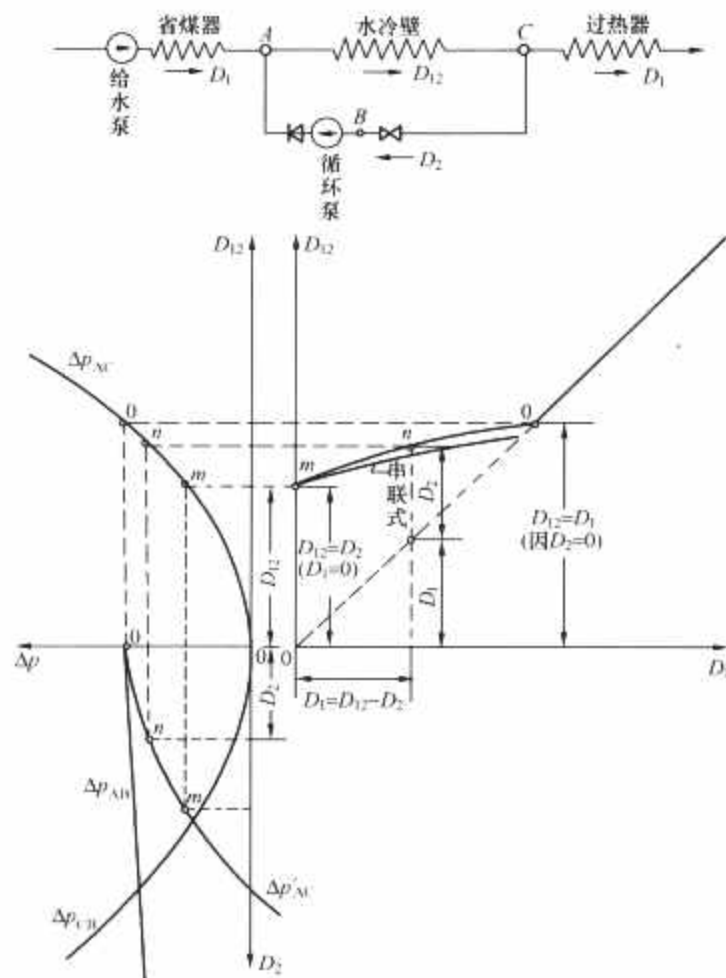


图 3.10-51 并联式复合循环直流锅炉的汽水系统及水动力特性

确定:

- (1) 不发生循环的停滞和倒流。
- (2) 不发生循环泵的汽化。
- (3) 受热管具有正常的温度工况, 确保管子金属得到良好的冷却。
- (4) 管内工质不产生流量脉动。消除的方法与直流锅炉一样, 主要在管圈入口装设孔径  $d_0 > 5\text{mm}$  的节流圈。在下列情况下一般不用校验水动力单值性: 如上升流动的垂直管屏, 上升流动的水平围绕管圈等。特殊情况下水动力单值性的校验按 2.3 节进行。

### 3 受热面热偏差及金属壁温计算

锅炉受压部分各级受热面 (例如水冷壁、过热器、再热器和省煤器等) 一般都由许多并联的管子组成。下列一些因素使这些并联管子的出口介质温度或相应于某中间点的介质温度不同, 这种现象称为热偏差。

- (1) 并联各管的管内介质流量不同。
- (2) 沿烟道宽度各列管子的吸热量不同, 这是由于沿烟道宽度烟气温度及速度的不同所引起的。
- (3) 沿同屏或同片各管的吸热量不同, 这主要是由于同屏或同片各管的受热条件不同所引起的。
- (4) 并联各管的长度或结构有不同。
- (5) 由前级受热面的热偏差传递到该级受热面, 使其并联各管进口介质温度不同。

受热面热偏差计算的目的是确定计算点管内的介质温度。

另外, 还有一些非正常的运行工况 (例如煤种变化、燃烧不正常、高压加热器切除、过量空气系数过高等) 会使对流烟道中的烟温升高, 使过热器的喷水量增加, 造成喷水点前各级受热面的介质温度高于设计值, 这个因素也要在计算



金属壁温时考虑到。例如某 300MW 机组在高压加热器全部切除时给水温度降低 100℃ 左右, 燃料消耗量增加 18% 左右, 过热器喷水量增大 60t/h, 喷水点前低温过热器出口汽温升高 20℃。

当热偏差系数较大时, 偏差管的金属壁温将比平均值高出很多, 会危及锅炉运行的安全性。电站锅炉中发生的过热器再热器超温爆管, 大多是由于这种原因引起的。

### 3.1 基本计算公式

#### 3.1.1 热偏差系数计算公式

热偏差系数  $\zeta$  定义为: 一个管组中计算管  $i$ , 自蒸汽进口到计算点的焓增  $\Delta h_i$  与相应区段管组的平均焓增  $\overline{\Delta h}$  的比值, 即

$$\zeta = \frac{\Delta h_i}{\overline{\Delta h}} = \frac{\eta_i \eta_j}{\eta_i} \frac{n}{\sum \eta_r \eta_j} \quad (3.10-209)$$

计算时应注意的是, 热偏差系数  $\zeta$  值最大的管子不一定是热负荷最大的管子 ( $\eta_r$  值最大) 或流量最小的管子 ( $\eta_j$  值最小)。 $\zeta$  值最大的部位有可能是  $\eta_r$  值最大的部位或  $\eta_j$  值最小的部位。在选择计算管时, 应着眼于金属壁温有可能最高的管子 (也不一定是  $\zeta$  值最高的管子)。可先核算几点 ( $\zeta$  值最大的、 $\eta_j$  值最小的及  $\eta_r$  值最大的) 后再确定计算管。如用电子计算机计算, 则可对每根管子都进行计算。

#### 3.1.2 炉内受热管子金属壁温计算公式

对于炉内受烟气加热的光管 (非扩展受热面类型), 为校验其工作可靠性, 应计算下列两种壁温:

一是计算点沿管子周界热负荷最高处的平均管壁温度  $t_b$  (管子内外壁温度的算术平均值)。该温度用作校核管子的强度计算。

二是计算点沿管子周界热负荷最高处的外壁温度  $t_w$ , 该温度用作校核管子的氧化速度。

(1) 管子外壁温度  $t_w$  计算公式为

$$t_w = t + J_N \frac{\beta}{\alpha_2} q + \bar{J}_q \frac{\delta}{\lambda} \frac{2\beta}{\beta+1} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-210)$$

式中:  $t$  为计算点管内介质温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $J_N$ 、 $\bar{J}_q$  为管子沿周界热负荷最高处内壁及平均热量均流系数;  $\alpha_2$  为计算点管子内壁对介质的表面传热系数,  $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $q$  为计算点管子外壁沿周界最高热负荷,  $\text{kW}/\text{m}^2$ ;  $\delta$  为管壁厚度,  $\text{m}$ ;  $\lambda$  为管壁钢材热导率,  $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $\beta$  为管径比,  $\beta = d/d_n$ ;  $d$  为管子外径,  $\text{m}$ ;  $d_n$  为管子内径,  $\text{m}$ 。

(2) 做强度计算用的平均管壁温度  $t_b$  计算公式为

$$t_b = \frac{t_w + t_n}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-211)$$

$$t_n = t + J_N \frac{\beta}{\alpha_2} q \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-212)$$

式中:  $t_n$  为计算点管子沿周界热负荷最高处的内壁温度。

应指出, 平均管壁温度  $t_b$  不是管壁厚度中间点的壁温, 而是管壁厚度热阻均分点的壁温。该温度比管壁厚度中间点的壁温为低。

### 3.2 屏间及管间流量偏差

#### 3.2.1 管组平均阻力系数

在单相流体管组中, 计算流量偏差时常需先计算管组的平均阻力系数  $\bar{\xi}$ 。当管组中并联各管的结构、管子内径、材料和总长度都相同时, 平均阻力系数即为单根管子的总阻力系数。当并联各管的管径相同, 只是长度或结构不同, 则可

按下式计算管组的平均阻力系数, 即

$$\bar{\xi} = \left( \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\xi_i}} \right)^2 \quad (3.10-213)$$

式中:  $\xi_i$  为各并联管子的总阻力系数 (包括摩擦、转弯、进口、出口等阻力系数);  $n$  为并联管子数。

若并联各管的管子内径不同, 则应选择一种管子内径为计算管内径  $d_m$ , 其他管子的总阻力系数  $\xi_i$  都应按式 (3.10-214) 折算为相应于  $d_m$  的折算总阻力系数  $\xi_i'$ , 再把  $\xi_i'$  值代入式 (3.10-213) 代替  $\xi_i$  计算管组的平均阻力系数  $\bar{\xi}$ , 则

$$\xi_i' = \xi_i \left( \frac{d_m}{d_{ni}} \right)^4 \quad (3.10-214)$$

如果并联各管中有些管子由内径不同的若干管段串联而成, 则每个管段的阻力系数都应按式 (3.10-214) 折算为相应于内径为  $d_m$  的折算阻力系数 (包括管子进口、出口阻力系数和节流圈阻力系数) 后, 再相加成为该管子的总折算阻力系数  $\xi_i'$ 。

如果按管子或管段的长度  $l$ , 而不是按管子或管段的阻力系数  $\xi$  进行折算的话, 则内径为  $d_m$  的管子长度  $l_i$  折算到内径为  $d_m$  时的折算长度  $l_i'$  按下式计算, 即

$$l_i' = l_i \left( \frac{d_m}{d_{ni}} \right)^{5.24} \quad (\text{m}) \quad (3.10-215)$$

应注意的是双相流体管组不能按式 (3.10-213) 计算管组的平均阻力系数。

#### 3.2.2 由并联各管长度不同所造成的流量偏差

如果不计由集箱中静压变化等其他因素所造成的并联各管流量不均匀性, 而且各管的内径和材料也相同, 只是管子总长度 (不是炉内受热长度) 不同时, 可用式 (3.10-216) 计算其中某一根管子的流量不均匀系数  $\eta_i$ , 即

$$\eta_i = \frac{f_{mi}}{f_m} = \sqrt{\frac{\bar{\xi}}{\xi_i}} \quad (3.10-216)$$

式中:  $\bar{\xi}$ 、 $\xi_i$  为管组平均阻力系数及计算管的阻力系数;  $\bar{f}_m$ 、 $f_{mi}$  为管组平均单管流量及计算管流量,  $\text{kg}/\text{h}$ 。

若并联各管的内径不同, 或其中有些管子由内径不同的若干管段串联组成, 则式 (3.10-216) 中的  $\bar{\xi}$  和  $\xi_i$  值都应采用折算到同一管径的数值。

如果并联各管材料相同, 而且管子较长, 与管子总阻力系数相比, 进出口阻力系数和弯头阻力系数相对较小, 各管的弯头阻力系数偏差也很小, 则式 (3.10-216) 可以简化为

$$\eta_i \approx \sqrt{\frac{l}{l_i}} \quad (3.10-217)$$

式中:  $\bar{l}$ 、 $l_i$  为管组平均管的总长度和计算管总长度,  $\text{m}$ 。当各管内径不同时, 应采用由式 (3.10-215) 计算所得的折算值。

#### 3.2.3 由并联各管内径不同或所用材料不同所造成的流量偏差

在有些过热器或再热器设计中, 为防止外圈管或其他管子超温, 整根管子或其中一段用内径较大的管子或采用奥氏体钢材。有时并联各管间还有长度的差别。在这种情况下, 只要按式 (3.10-214) 算出并联各管的总阻力系数并代入式 (3.10-213) 算出管组的平均阻力系数, 仍可按式 (3.10-216) 计算各管的流量不均匀系数  $\eta_i$ 。

对于管径的差别, 如果并联各管的长度和结构都相同, 则介质的质量流量大致与管子内径的 2.64 次方成正比, 即管子内径如增大 10%, 则流量将增大 29%。

对于管子材料的差别, 按我国《电站锅炉水动力计算方

法》中的数据,在管子内径为 $\phi 0.02 \sim \phi 0.05\text{m}$ 范围内,奥氏体钢的每米摩擦阻力系数值为珠光体钢 $\lambda_0$ 值的60%~65%。因此,在并联各管的内径和长度都相同,而且进出口和弯头阻力系数与管子总阻力系数相比较小的条件下,奥氏体钢管的流量将比珠光体钢管大20%~30%。

### 3.2.4 由并联各管中介质平均比体积不同所造成的流量偏差

尽管一般同屏(片)各管的进口介质温度相同,但如并联各管之间具有较大的热偏差时,各管中的平均介质温度和平均介质比体积也会有差别。介质比体积的差别又会进一步增大各管之间的流量不均匀性。这种现象称为单相流体并联管组的“热效流量偏差”。

#### 3.2.4.1 水平流动管组

在水平流动管组或多次上升-下降流动管组中单由介质比体积差造成的流量不均匀系数可近似地按式(3.10-218)计算,即

$$\eta_1 = \sqrt{\frac{\bar{v}}{v_i}} \quad (3.10-218)$$

式中: $\bar{v}$ 、 $v_i$ 为平均管和计算管中的介质平均比体积, $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

#### 3.2.4.2 垂直上升流动管组

对于垂直上升流动的并联管组,由于重位压差的补偿作用,热效流量偏差比水平管组为小,可近似按下式计算,即

$$\eta_1^{\text{sw}} = \sqrt{\frac{\bar{v}}{v_i} \left[ 1 + \frac{\Delta p_{\text{sw}}}{\Delta p_{\text{kl}}} \left( 1 - \frac{\rho_i}{\bar{\rho}} \right) \right]} \quad (3.10-219)$$

式中: $\Delta p_{\text{sw}}$ 、 $\Delta p_{\text{kl}}$ 为平均管的重位压差和流动阻力,Pa; $\bar{\rho}$ 、 $\rho_i$ 为平均管和计算管中的介质平均真实密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

#### 3.2.4.3 垂直下降流动管组

对于垂直下降流动的并联管组,由于重位压差扩大流量偏差的作用,它的热效流量偏差比水平管为大,可近似按下式计算,即

$$\eta_1^{\text{d}} = \sqrt{\frac{\bar{v}}{v_i} \left[ 1 - \frac{\Delta p_{\text{sw}}}{\Delta p_{\text{kl}}} \left( 1 - \frac{\rho_i}{\bar{\rho}} \right) \right]} \quad (3.10-220)$$

一般在并联各管之间热偏差系数不大时,这种由并联管间比体积差所引起的流量不均匀系数很小,可以忽略不计。但当并联各管的温度偏差很大时,特别是高参数蒸汽的开始过热段,由于蒸汽比体积对温度的变化率 $dv/dt$ 较大,以及垂直下降流动的管组,这种流量偏差有时就不能忽略了。例如,某电厂一台400t/h箱式油炉,蒸汽参数为13.7MPa,它的第一级过热器具有很大的热偏差。该级过热器的进口汽温为343℃,出口平均汽温为420℃,实测偏差管(温度最高管子)的出口汽温为615℃。平均管和偏差管中蒸汽平均比体积分别为 $\bar{v}=0.0145\text{m}^3/\text{kg}$ 和 $v_i=0.019\text{m}^3/\text{kg}$ ,按式(3.10-218)计算的偏差管的热效流量不均匀系数为 $\eta_1=0.875$ 。该锅炉设计中因未考虑该问题,所以偏差管的计算热偏差系数 $\zeta=1.925$ ,由此得出的偏差管的出口汽温为573℃,而考虑热效流量不均匀系数后,则热偏差系数 $\zeta$ 增大到2.2,与实测值相符。可见在这种情况下,不考虑热效流量偏差将使设计偏离实际情况。

### 3.2.5 由集箱中静压变化所造成的流量偏差

#### 3.2.5.1 典型集箱布置形式

在单相流体管组的结构设计中,分配集箱和汇集集箱的引入和引出方式常会造成集箱中静压的变化。由于管组中并联各管的流量直接与管子所连接的分配集箱和汇集集箱连接点的静压差有关,所以这种集箱中的静压变化会造成并联各管(或各管屏)间的流量偏差。一些典型的集箱布置形式及其集箱中的静压变化见图3.10-52。

由集箱中静压变化造成的并联管间的流量偏差主要与下列3个因素有关:

(1) 集箱布置的形式。

(2) 平均管的阻力 $\Delta p_0$ 。平均管是具有平均流量的管子(或管屏),它的位置不一定在管组宽度的中点,而是在中点附近。

(3) 分配集箱和汇集集箱两端的最大静压差 $\Delta p_i^M$ 和 $\Delta p_h^M$ 。

由于并联各管的流量与其阻力(图3.10-52中 $p_i-p_h$ 的值)的平方根成正比(当各管的管径和阻力系数都相同时),所以自图3.10-52可以看出,如果平均管阻力 $\Delta p_0$ 的值与 $\Delta p_i^M$ 和 $\Delta p_h^M$ 相比越大,则各管的流量偏差越小( $\eta_1$ 越接近于1.0)。此外,如果分配集箱和汇集集箱的静压变化曲线 $p_i$ 、 $p_h$ 是同方向增大时(如U形布置),则其流量偏差要比反方向增大的(如Z形布置)为小。

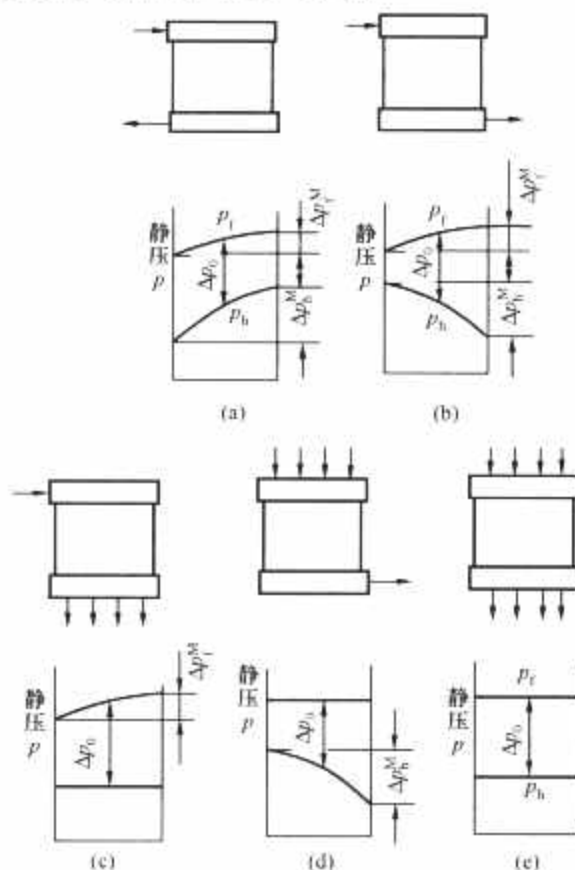


图 3.10-52 一些典型的集箱布置形式及其集箱中的静压变化示意图

(a) U形; (b) Z形; (c) L形; (d) 倒L形; (e) 均匀型

#### 3.2.5.2 非典型集箱布置形式

有些管组的集箱布置形式是非典型的,如图3.10-53所示。其中分配集箱或汇集集箱的引入和引出方式既非轴向又不是沿径向均匀分布的,这种集箱中的静压变化更为复杂。图3.10-53是上海宝钢电厂向日本三菱公司进口的配350MW机组的1083.8t/h亚临界控制循环锅炉第二级再热器进、出口集箱中的静压分布曲线。由图3.10-53可以看出,由于在分配集箱的进口三通附近汽流急转弯处涡流区静压的急剧降低,使A管片的流动压降大为减小。在运行中造成该管片多次超温爆管。

#### 3.2.6 由集箱中局部涡流所造成的流量偏差

在有些过热器喷水减温器中(如文氏管式喷水减温器),如果设计中不注意,从雾化保护套管到第一排蒸汽引出管之间的距离 $l$ 太短,则蒸汽自套管出口流出时,第一排引出管甚至第二排引出管的进口正好处在涡流区,如图3.10-54所示。涡流区的静压降低,就使这些管排的蒸汽流量减少,特别是当保护套管出口蒸汽流速高而减温器后的过热器管组阻



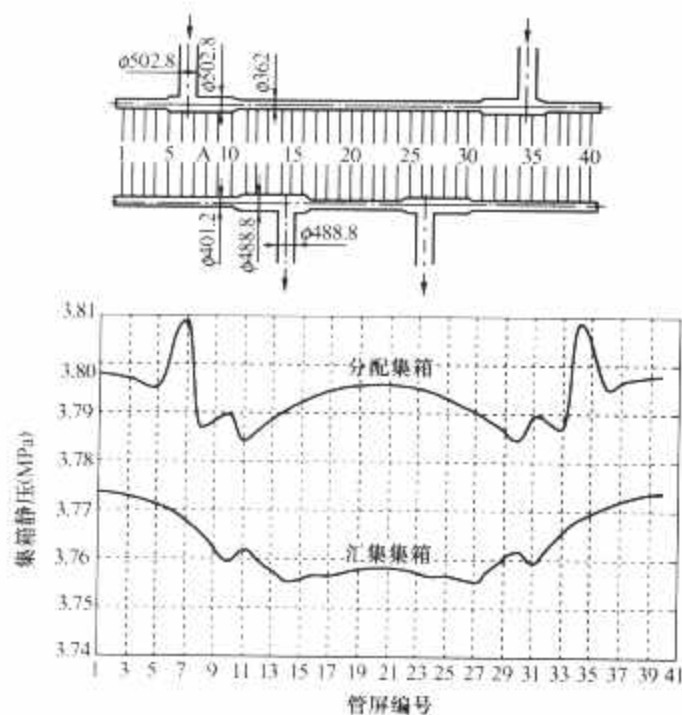


图 3.10-53 锅炉再热器进出口集箱中蒸汽静压分布曲线

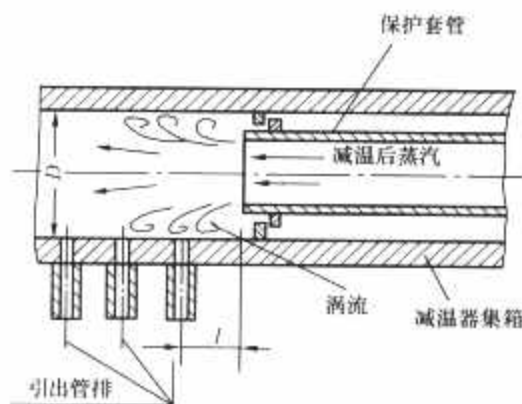


图 3.10-54 减温器中套管出口涡流示意图

力小时影响更大。曾有一台 1000t/h 锅炉的上述距离与减温器集箱内径的比值仅为  $l/D=0.63$ 。由于涡流的因素使第一和第二排管子的流量减小 5%~10%。由于涡流的尺寸及由涡流引起的静压降低值均难以计算，故建议设计中应注意这个问题，使  $l/D$  值不小于 1~1.5。

### 3.2.7 由各种流量偏差所造成的总流量偏差

当一个管组中存在好几种因素造成的流量偏差时，对于该管组中的某一根计算管来说，它的总流量不均匀系数近似等于各种单独计算的流量不均匀系数的乘积，即

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (3.10-221)$$

最后用由式 (3.10-221) 算出的计算管的流量不均匀系数  $\eta$  代入式 (3.10-209) 计算该管子的热偏差系数  $\zeta$ ，但应注意所代入的  $\eta$  值必须与式 (3.10-209) 中管组的平均焓增  $\Delta \bar{t}$  和热负荷不均匀系数  $\eta_t$  等值相适应。例如在确定一个管组的  $\Delta \bar{t}$  时未考虑几个管系之间的流量偏差，是整个锅炉的平均值，那么总的  $\eta$  中应乘以管系间的流量不均匀系数。如果已考虑了管系间流量偏差而将某一管组的  $\Delta \bar{t}$  值进行了修正，那么  $\eta$  中就不应再乘以管系间的流量偏差。总之应使式 (3.10-209) 所算出的  $\zeta$  值能得出某一根管子的实际介质汽温。

当一个管组中由几种因素造成的流量偏差都不大时，式 (3.10-221) 算出的  $\eta$  值有足够的精度。但在一些结构和流动形式很复杂的管组中（既有大的管间长度偏差，又有大的集箱静压引起的流量偏差，甚至还有节流圈等），就要用电子计算机进行流量和压力的迭代平衡，才能准确地计算每根管子的流量不均匀系数。

必须指出，上述各公式原则上均不适用于双相流体管组。

## 3.3 屏间及管间热负荷偏差

### 3.3.1 炉膛水冷壁的热负荷不均匀系数

一台电站锅炉炉膛水冷壁的各面墙之间，以及同一面墙沿高度及沿宽度都存在热负荷不均匀。这种热负荷不均匀系数的大小随锅炉的燃烧方式、锅炉容量、炉型、燃料及燃烧器投入方式等因素而异。在计算中最好采用在同一容量等级、同一炉型和燃烧器布置方式以及相近燃料锅炉上的实测数据。如缺少这种数据，则可参考下列图表所列的数据（这些数据也是得自现场实测值）。近年来炉膛数学模拟方法的发展也有望得到准确性愈来愈高的数据。

(1) 墙间热负荷不均匀系数  $\eta_w$ 。在同一炉膛标高处，某面墙的平均热负荷与全周界平均热负荷的比值为  $\eta_w$ 。

(2) 沿炉膛高度热负荷不均匀系数  $\eta_h$ 。

(3) 沿炉膛宽度热负荷不均匀系数  $\eta_r$ 。典型的切向燃烧固态排渣煤粉炉的沿炉壁宽度热负荷不均匀系数  $\eta_r$  可参考图 3.10-55。

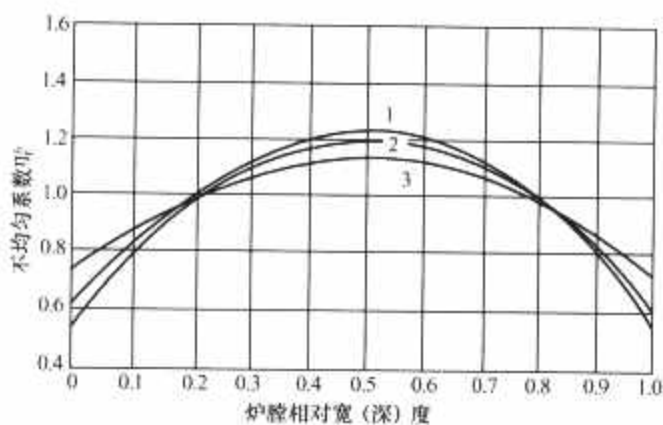


图 3.10-55 切向燃烧固态排渣煤粉炉沿炉壁宽度热负荷不均匀系数  $\eta_r$

1—燃烧器区域；2—整个炉墙；3—炉膛出口处

### 3.3.2 对流烟道中管组沿宽度的热负荷不均匀系数

炉膛出口烟气在进入对流烟道时，由于沿烟道宽度烟温及烟气流速的不均匀，烟气对各管列（片）的表面传热系数和传热量不同，造成沿烟道宽度各管列热负荷的不均匀。

总的来说，对流烟道中沿宽度的热负荷不均匀系数  $\eta_r$  与下列因素有关：

(1) 锅炉宽度愈大（与锅炉容量有关），则沿宽度的烟温偏差也愈大，热负荷最高处的  $\eta_{r,max}$  值也愈大。

(2) 沿烟气流程热负荷不均匀性逐渐减小，即随着烟气平均温度的降低，热负荷不均匀系数  $\eta_{r,max}$  逐渐减小。

(3) 烟气与介质的温压  $\Delta t$  减小，则  $\eta_{r,max}$  值增大。

(4) 一般来说，切向燃烧方式沿烟道宽度的热负荷不均匀曲线形状比较固定，可能是中间高两侧低，也可能是呈马鞍形的，如图 3.10-56 所示。

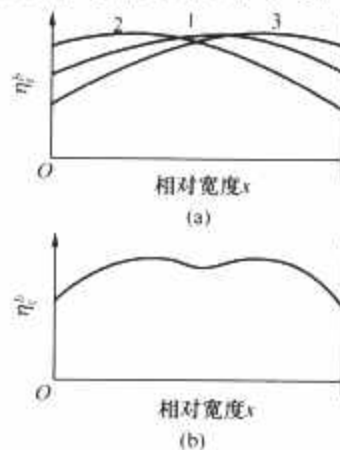


图 3.10-56 切向燃烧方式沿烟道宽度的热负荷不均匀性

(a) 中间高，两侧低；

(b) 马鞍形

1—沿烟道宽度方向无偏移；

2—偏向烟道左侧；

3—偏向烟道右侧

前后墙布置燃烧器方式沿烟道宽度的热负荷不均匀曲线形状不太固定，会随投运不同的磨煤机及燃烧器而改变，如图 3.10-57 所示。

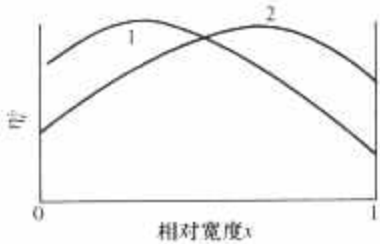


图 3.10-57 前后墙布置燃烧器方式沿烟道宽度的热负荷不均匀性  
1—运行工况 1；2—运行工况 2

(5) 即使是切向燃烧方式，沿烟道宽度的热负荷不均匀系数  $\eta'_r$  的图形也不一定像图 3.10-56 (a) 中曲线 1 那样是沿烟道中心线对称的。热负荷最高点的位置可能偏移到相对宽度  $x=0.25\sim0.35$  甚至  $0.08\sim0.1$  的位置，如图 3.10-56 (a) 中曲线 2 和 3 那样。

在 1957 年的苏联热力计算标准方法中，规定屏式过热器和各级对流过热器及再热器的  $\eta'_{r,\max}$  值都等于 1.3。1973 年的苏联热力计算标准方法中考虑到沿烟气流  $\eta'_{r,\max}$  值减小的情况，将后烟道中对流受热面的  $\eta'_{r,\max}$  值减小到 1.2。总的说来，这些规定是比较粗糙的，而且没有考虑最高热负荷点位置偏离烟道中心的情况。根据大量实测数据，容量在 100MW 及以下的切向燃烧锅炉，炉膛出口水平烟道中沿宽度的热负荷不均匀系数  $\eta'_{r,\max}$  一般在 1.2~1.25 范围内，但近年来大容量电站锅炉的投运数量增加（包括 300MW 和 600MW 机组锅炉）。发现随着锅炉容量的增大，切向燃烧方式的炉膛出口烟速和烟温的偏差也增大。有的锅炉水平烟道中，屏、对流过热器和再热器的沿烟道宽度热负荷不均匀系数最高值  $\eta'_{r,\max}$  达到 1.3~1.4 甚至以上的数值；炉膛出口两侧烟温差有的高达 100℃ 以上，导致锅炉两侧出口汽温偏差过大和过热器再热器的超温爆管事故，严重影响到锅炉的安全运行。这些问题设计者必须充分注意，采取措施予以解决。

3.4 同屏（片）各管受热面的不均匀性

3.4.1 由炉膛火焰或管组前后烟气容积对各排管子辐射受热面积的不均匀性

对于受到炉膛火焰辐射或屏前烟气容积辐射的屏式过热器来说，各排管子接受辐射的角系数是不同的，因此各排管子的辐射受热面也不同。

在屏式过热器的计算中可用炉膛辐射因数  $p$  值来表示各排管子受到上述辐射的多少。 $p$  值表示管组中一根管段接受炉膛火焰或管组前后烟气容积辐射的受热面积  $A_f$  与该管组中同样长度的中间管接受管组间烟气辐射的受热面积  $A_0$  之比值，即

$$p = \frac{A_f}{A_0} \tag{3.10-222}$$

3.4.2 由管组间烟气容积对各排管子辐射受热面积的不均匀性

一般屏式过热器的总吸热量中，屏间烟气的辐射热量占一半左右，而屏中各种管段吸收屏间烟气辐射的受热面积是不同的。例如中间管只受到两侧屏间烟气的辐射，而前后纵向节距不等的管子几乎受到三面屏间烟气的辐射（见图 3.10-58）。大容量电站锅炉的高温对流过热器和再热器由于

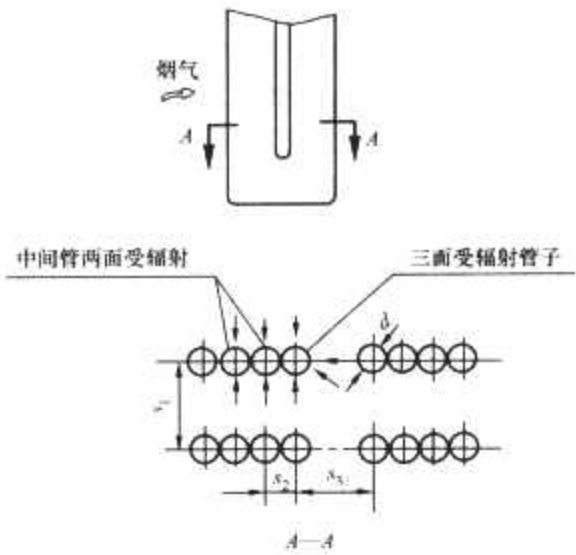
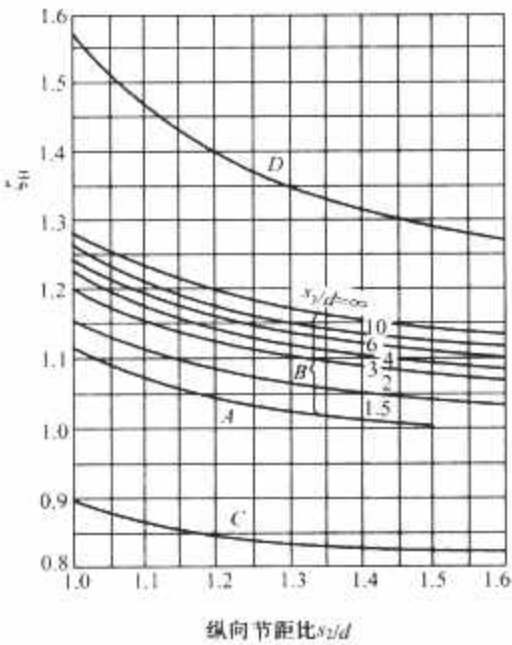


图 3.10-58 屏式过热器各种管段接受屏间烟气辐射受热面积不均匀性

设计中往往采用较大的横向节距  $s_1$  和较小的纵向节距  $s_2$ ，也有上述情况。这种情况造成了管组中不同管段接受管组间烟气容积辐射受热面积的不均匀性。若定义受热面偏差系数  $\zeta_H$  为管组中任一根管段与同样长度中间管接受管组间烟气容积辐射受热面积的比值，即

$$\zeta_H = \frac{H}{H_0} \tag{3.10-223}$$

则屏式过热器和高温对流过（再）热器的  $\zeta_H$  值可查图 3.10-59。



曲线	A	B	C	D
屏式过热器	1. 中间管 2. 紧贴管	1. 两面节距不同的管段 2. 末排管 ( $s_1/d=\infty$ )	首排管	悬空管
对流管组	1. 中间管 2. 紧贴管	两面节距不同的管段	1. 首排管 2. 末排管	悬空管

图 3.10-59 屏及对流管组受热面偏差系数  $\zeta_H$

对于图 3.10-59 应说明的是：屏式过热器因不计屏后烟气容积的辐射，所以末排管的  $\zeta_H$  值要比高温对流过（再）热器的  $\zeta_H$  值为大。这纯粹是计算方法处理上的不同，不说明二者辐射受热面积实质上的差别。布置在后烟道中的受热面同样不考虑管组间烟气辐射的不均匀性。

3.4.3 同片各管吸收对流热量（或对流受热面积）的不均匀性

当对流管组的纵向节距比  $s_2/d$  较小时（特别是当  $s_1/d$



$\gg s_2/d$ ), 在同样的烟气流速下对流传热会减小, 其原因是烟气不能很好地冲刷密排的管子与管子之间的那一部分受热面 (见图 3.10-60)。对于这种管组, 每一个行程的第 1 排管子的前部和最末排管子的后部 (见图 3.10-60 中的 M, N 处) 由于没有相邻管子的遮挡作用, 所以其对流吸热量比中间管为大, 造成同片各管之间对流吸热量 (也可以看做是对流受热面积) 的不均匀性。



图 3.10-60 管组中各排管子对流受热不均匀性示意图

#### 3.4.4 同屏 (片) 各管由长度偏差引起的受热面不均匀性

屏式过热器由于结构上的原因 (同屏管数比对流管组同片管数多), 外圈管与内圈管的长度偏差较大。相对比较起来, 高温对流过热器和再热器的同片各管长度偏差较小。对于布置在后烟道中的低温再热器管组来说, 如果设计中不注意, 会造成较大的同片各管长度偏差。特别是后烟道中存在较大的前后烟温偏差 (靠近前墙烟温高), 如果长度较大的管子又较多地处于较高烟温区, 就会引起更大的吸热偏差了。

### 3.5 过热器和再热器的热偏差计算

过热器和再热器热偏差计算的目的是, 计算过热器和再热器管组中某一根管子的热偏差系数, 包括沿烟道宽度的热偏差和同屏或同片热偏差。

#### 3.5.1 壁式过热器和再热器的热偏差计算

壁式过热器或再热器由于吸热工况比较单纯 (只吸收炉膛辐射热), 所以其热偏差系数  $\xi$  可直接用式 (3.10-209) 计算。对于一个壁式过热器或再热器管组来说, 因一般总是敷设在—面墙上, 所以式 (3.10-209) 中的  $\eta$  值可直接采用第 4 节中的  $\eta_f$  值。

#### 3.5.2 屏式过热器和再热器的热偏差计算

屏式过热器的传热工况比较复杂, 既有辐射吸热又有对流传热 (其中以辐射吸热为主)。同屏各管吸收屏前烟气或屏下火焰辐射的热量和吸收屏间烟气辐射和对流的受热面积都有不同。因此一片屏中的一根管子要分成吸热工况不同的几个管段来计算其焓增  $\Delta h_i$ , 再由式 (3.10-209) 计算其热偏差系数  $\xi$  值。这样才能将各种偏差因素考虑进去 (沿烟道宽度和同屏各管的吸热偏差以及管子长度和流量的偏差)。

#### 3.5.3 高温对流过热器和再热器的热偏差计算

对于布置在水平烟道中一般结构的高温对流过热器和再热器管组来说, 各管的长度偏差和流量偏差都是很小的 (除各管由不同管径或材料组成以外), 其热偏差主要由吸热偏差所引起。除了沿烟道宽度各片间的吸热偏差外, 同片各管之间的吸热偏差是由管组前后烟气容积对各排管子的辐射热量偏差和同片各管吸收管组间烟气辐射及对流热量的偏差所造成的。

计算的方法也是将计算管分成沿烟气流结构及吸热特点不同的几个管子行程来计算其焓增。

应指出的是: 在将  $\Delta h_i$  代入式 (3.10-209) 计算热偏差系数  $\xi$  时, 管组的平均焓增  $\Delta \bar{h}_i$  也应按整个管组吸收其前后的烟气容积辐射、管组间烟气辐射及对流四部分热量来计算。有可能这样算出的管组总吸热量与热力计算中的数值有些差别。对热偏差计算来说, 这种计算结果更为准确, 但不必将热偏差计算所得的管组总吸热量去修正热力计算。

#### 3.5.4 低温对流过热器和再热器的热偏差计算

主要受热面布置在后烟道中的低温对流过热器或再热器, 由于结构布置的多样化, 其热偏差情况更为复杂。除了沿烟道宽度的吸热偏差以外, 有的结构中同片各管有长度的差别, 有的受到沿烟道宽度烟温偏差的影响; 还有些结构中在各个管带行程中存在尺寸比纵向节距  $s_2$  大的小烟室。这样在小烟室两侧的管段也会多吸收一部分热量。如果管组的引出管部分布置在水平烟道的出口, 那么这部分受热面还会具有与高温过热器同样的各种吸热偏差因素。

### 3.6 减小过热器和再热器热偏差的方法

热偏差分为同屏 (片) 热偏差、屏间和管间流量和热力偏差。当出现热偏差问题时首先要判断是哪种或哪几种偏差起主要作用, 再采取相应的措施。

#### 3.6.1 减小同屏 (片) 热偏差的方法

由前面各节可以看出, 造成过热器和再热器同屏 (片) 热偏差的主要原因是:

(1) 管组前后烟气容积辐射的不均匀性。

(2) 各行程之间存在尺寸较大的小烟室 (见图 3.10-58 中  $s_3 > s_2$ )。

同屏各管受热长度有偏差, 因此可以用下面的措施来减小同屏 (片) 热偏差:

(1) 屏式过热器的外圈几根管子从中间短路, 并作为夹紧管, 使这些管子的受热长度减小, 且流量增大。

(2) 屏式过热器的外圈管全部或进口一部分管段采用内径较粗的管子, 使其流量增大。

(3) 屏和对流过 (再) 热器各行程之间的内圈管弯头采用小弯曲半径的工艺, 使整个管组的纵向节距相同 (图 3.10-58 中  $s_3 = s_2$ )。

(4) 如图 3.10-61 (a) 所示, 采用减小对流管组吸热较多的管子的长度, 或各管采用不同管径的配合, 利用受热长度和流量的不同来补偿其热负荷不均匀性。

(5) 对双圈布置的管组, 可采用内圈与外圈管交换的方法以减小同屏热偏差, 如图 3.10-61 (b) 所示。

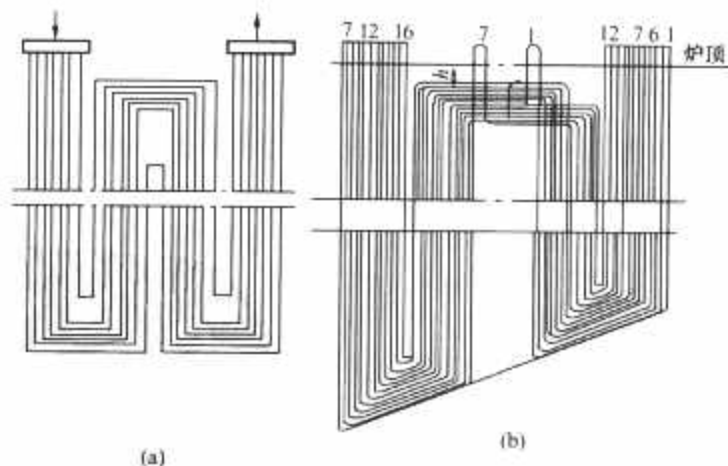


图 3.10-61 两种减小对流管组同片热偏差的方法

(a) 受热长度和流量的不同; (b) 内圈与外圈管交换

(6) 对于大屏过热器, 如同屏管数较多, 可采用如图 3.10-62 的方法减小其受热长度偏差。

(7) 在一部分受热弱的管子中装设节流圈。

如综合采用上述的几种方法, 并经过计算, 则预计屏式过热器的同屏热偏差系数可降低到 1.15 左右, 而对流过热器和再热器的同片热偏差系数可降低到 1.05 以下。

#### 3.6.2 减小屏间和管间热偏差的方法

屏间和管间存在较大热偏差主要是由于屏间和管间的热

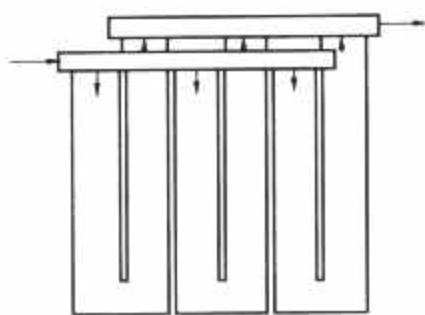


图 3.10-62 一种减小大屏过热器热偏差的方法

力偏差和流量偏差不匹配造成的，所以解决屏间和管间热偏差的方法不应只片面地减小热力偏差和流量偏差，还应该将两方面综合起来考虑。

可以采用改变炉内燃烧火焰位置及烟气流场途径减小屏间和管间热力偏差，如四角切圆锅炉的上二次风采用反切燃烧方式、采用合适的燃尽风喷入角度、改变磨位运行或摆动燃烧器角度等手段。

减小屏间和管间流量偏差的方法主要包括：

(1) 改变集箱的静压分布，如某电厂7号锅炉高温过热器，原设计出口集箱引出方向相对布置，如图3.10-63(a)所示，温度呈现两侧高中间低的分布特点，改变出口集箱的引出方向，由原来的相对引出改为反向引出，如图3.10-63(b)所示，这样蒸汽沿炉宽的流量分配与烟气侧热负荷分布相适应，蒸汽出口温度的不均匀性大大减小了（见图3.10-64）。

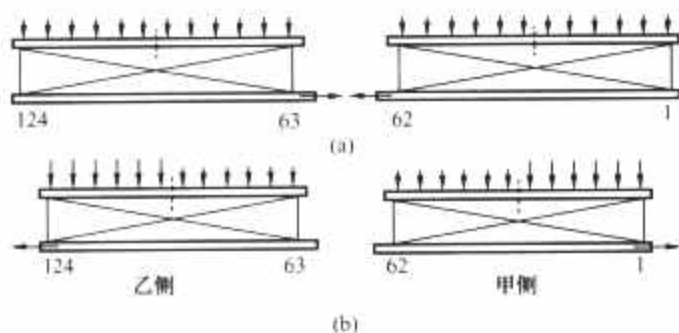


图 3.10-63 某电厂7号锅炉高温过热器改造前后集箱布置图  
(a) 改造前；(b) 改造后

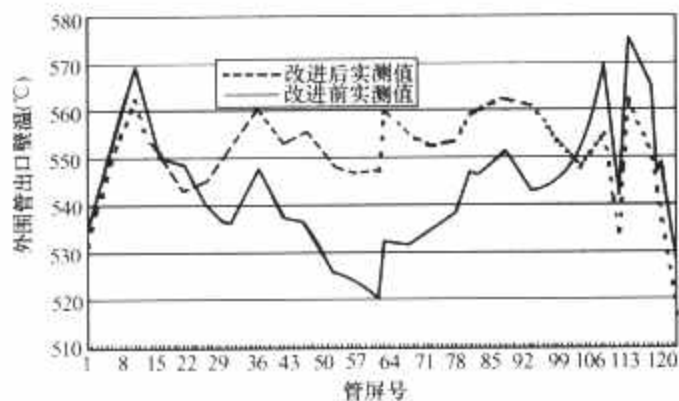


图 3.10-64 某电厂7号锅炉高温过热器改造前后外圈管出口壁温值比较

(2) 改变部分管屏的阻力特性，如加装节流圈或短路部分管屏，使蒸汽流量分布符合较为固定的烟气热负荷的分布，如某电厂1号锅炉再热器，在部分烟气热负荷弱的管屏上加装节流圈，从而增大了受热强的管子的蒸汽流量，减小屏间热偏差。

### 3.7 受热面金属壁温计算

#### 3.7.1 管内表面传热系数的计算

(1) 欠热水在管内流动时的表面传热系数。

1)  $p \leq 17.65 \text{ MPa}$  时，即

$$\alpha_2 = 0.023 \frac{\lambda}{d_n} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-224)$$

式中： $\lambda$  为介质热导率， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； $d_n$  为管子内径， $\text{m}$ ； $Re$ 、 $Pr$  为以介质温度为定性温度的雷诺数和普朗特数。

2)  $p > 17.65 \text{ MPa}$  时，即

$$\alpha_2 = 0.023 \frac{\lambda}{d_n} Re^{0.8} Pr_{\min}^{0.8} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-225)$$

式中： $Pr_{\min}$  为按介质温度和管子内壁温度算出的  $Pr$  值中较小的值。

(2) 临界压力以下蒸汽在管内流动时的表面传热系数为

$$\alpha_2 = Ra_2^0 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-226)$$

式中： $a_2^0$  为按式(3.10-224)计算的表面传热系数； $R$  为修正系数，与以膜层温度  $t_{m0}$ （管子内壁温度与介质温度的算术平均值）为定性温度的蒸汽雷诺数  $Re_{m0}$  有关。

(3) 超临界压力介质在管内流动的表面传热系数。超临界压力介质在垂直上升管和垂直下降管中表面传热系数的选取可参考电站锅炉水动力计算方法（1984年），在水平管及倾斜管截面上端部分的传热系数  $\alpha_2$  分别由下列各式确定，即

$$\alpha_{2sp} = B\alpha_2$$

$$\alpha_{2-15^\circ} = C\alpha_2$$

$$\alpha_{2-30^\circ} = D\alpha_2$$

式中： $\alpha_{2sp}$  为水平管放热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； $\alpha_2$  为垂直上升管放热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； $B$ 、 $C$ 、 $D$  为系数，选取方法参阅电站锅炉水动力计算方法（1984年）。

倾斜角  $\alpha \geq 45^\circ$  时，按垂直上升管计算  $\alpha_2$ ；由水平到  $45^\circ$  的其他倾斜角  $\alpha_2$  值可在上述范围内用内插法求得。

#### 3.7.2 过热器和再热器的壁温计算

本节的内容是根据计算管热偏差系数  $\zeta$  或焓增值  $\Delta i_i$ ，算出计算点的蒸汽温度  $t$  和壁温  $t_w$  和  $t_h$ 。在这一部分计算中要考虑的一些偏差因素如下：

(1) 在计算管组进口由于蒸汽未充分混合而由前级管组带来的汽温偏差。

(2) 由于运行工况与热力计算不符，在计算管组后的喷水量大于设计值时使整个计算管组汽温水平的增高。

(3) 沿烟道宽度及沿计算管周界上热负荷和积灰厚度的不均匀。因为烟气横向冲刷管子时，冲刷作用最强处热负荷最大，积灰厚度又最薄。

壁温计算的顺序如下：

(1) 确定计算点和校验线。

(2) 确定计算点的蒸汽温度  $t_s$ 。

(3) 确定校验线上烟气的平均温度  $\theta$ 。

(4) 确定相应于烟温为  $\theta$  时的计算点管子外壁热负荷， $q_0$ （ $q_0$  是沿管子周界上受热最大处的负荷）和考虑计算点烟温高于  $\theta$  值的最大热负荷  $q_M$ 。

(5) 确定  $\lambda$ 、 $\alpha_2$ 、 $J$  诸值，按式(3.10-210)及式(3.10-211)计算  $t_b$  及  $t_w$ 。



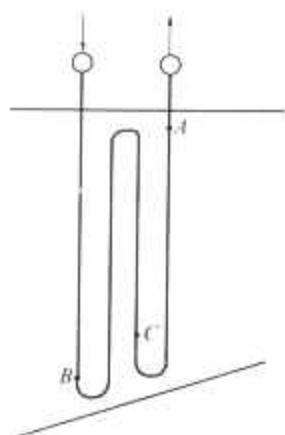


图 3.10-65 壁温计算点的选择

### 3.7.2.1 计算点及校验线的选择

计算点的选择一般按：①汽温最高；②热负荷最高；③变更材料或管径的连接点。

例如图 3.10-65 中，A 点是汽温最高点；B 点是热负荷最高点；C 点是材料或管径变更的连接点。一般对这些点都要进行壁温计算。在材料或管径变更点的上游汽温较低的部分如该处烟温相对较高，也可能需要计算壁温。

将各并联管子中几何位置与计算点相应的各点连接起来的线（垂直于烟气流动方向）称为校验线（见图 3.10-66）。

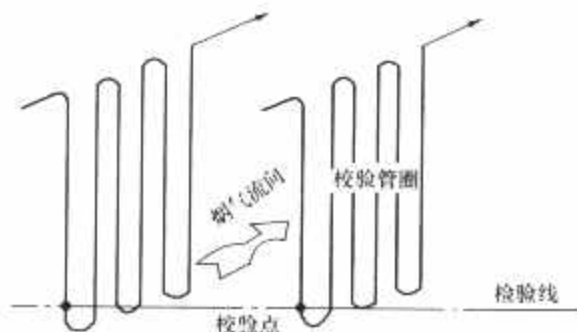


图 3.10-66 校验线示意图

### 3.7.2.2 计算点的蒸汽温度

计算点的蒸汽温度为

$$h = h_i + \delta h_c + \Delta h_p \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.10-227)$$

式中： $h_i$  为按第六节热偏差计算算出的计算点比焓，kJ/kg； $\delta h_c$  为由于前一级管组出口蒸汽未充分混合而使计算管进口比焓的升高值，kJ/kg； $\Delta h_p$  为考虑计算管组后的实际减温水量比计算值大时计算点蒸汽比焓值的升高，kJ/kg。

### 3.7.2.3 校验线上烟气的平均温度

校验线上烟气的平均温度为

$$\theta = \theta' - \left[ \frac{\Delta t_c (H_c - H_i)}{\Delta t H_i} \right] (\theta' - \theta'') \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-228)$$

$$\Delta t_c = \Delta t' \left[ \frac{1 - e^{\left( \frac{H_c - H_i}{H_i} \ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \right)}}{\frac{H_c - H_i}{H_i} \ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \right] \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-229)$$

式中： $\theta'$ 、 $\theta''$  为管组进、出口烟温， $^\circ\text{C}$ ； $H_i$  为整个管组的计算受热面积， $\text{m}^2$ ，按热力计算中的数值取用； $\Delta t'$  为整个管组的平均温压， $^\circ\text{C}$ ； $H_c$  为从管组烟气进口到计算点所处管排之前的受热面积， $\text{m}^2$ ； $H_i$  为从管组烟气进口到计算点所处管排之前区段中接受炉膛或烟室辐射的受热面积， $\text{m}^2$ ； $\Delta t_c$  为从管组烟气进口到计算点区段中的平均温压， $^\circ\text{C}$ ； $\Delta t'$ 、 $\Delta t''$  为烟气进口端和出口端的烟气与蒸汽的温压， $^\circ\text{C}$ 。

### 3.7.2.4 计算点的热负荷

烟温为  $\theta$  时，计算点的热负荷为

$$q_0 = \frac{\theta - t}{\frac{\beta J_0}{\alpha_2} + \frac{\beta}{\beta + 1} \times \frac{2\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1} + 0.25\epsilon} \quad (\text{kW/m}^2) \quad (3.10-230)$$

$$\alpha_1 = k\alpha_d + \alpha_f \quad [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (3.10-231)$$

式中： $\epsilon$  为管组平均积灰系数， $\text{m}^2/(\text{kW} \cdot \text{K})$ ，取热力计算数据； $\alpha_1$  为计算点沿周界受热最强处的外壁表面传热系数和辐射传热系数， $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； $k$  为计算点沿管子周界的对流放热偏差系数； $\alpha_f$  为计算点的辐射传热系数， $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot$

$\text{K})$ ； $\alpha_d$  为计算点沿管子周界平均表面传热系数 [ $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]，计算时应考虑到烟气在计算点前的预先扰动，即所有管组的第 1 排管子应按错列的第 1 排计算；对流管组的第 2 排管子应按第 4 排计算其排数修正系数  $C$ ；而屏式过热器的第 2 排和对流管组的第 3 排及以后均按  $C_x = 1.0$  计算。

### 3.7.2.5 计算点的最大热负荷

由于沿烟道宽度存在烟气温度的偏差，如果考虑计算点处的烟温比  $\theta$  值为高，则会使计算点的热负荷增高。这时按下式计算计算点的最大热负荷  $q_M$  值，即

$$q_M = \eta_r^d q_0 \quad (\text{kW/m}^2) \quad (3.10-232)$$

式中： $\eta_r^d$  为计算点沿烟道宽度的计算热负荷不均匀系数。若计算点处于沿烟道宽度最高烟温可能发生的区域内，则可取  $\eta_r^d = \eta_{r,\max}$ ，否则可按图 3.10-55 取值。

### 3.7.2.6 均流系数

热量均流现象是指计算点沿管子外壁周界吸热量最大处的热量不是完全沿管壁径向向内传递，而是有一部分热量沿周向传递，因而使管壁温度比没有均流现象时为低。均流系数除了与管子的结构参数和内壁向蒸汽的表面传热系数有关外，还与外壁沿管子周界热负荷的分布图形有关。

对于屏式过热器的末排管，由于受到屏后烟气容积的辐射，而且这种辐射的热负荷与屏间烟气辐射和对流的热负荷大小相当，所以在管子后半圆周上热负荷比较均匀，可取  $J_N = \bar{J} = 1$ 。

### 3.7.3 水冷壁管的壁温计算

水冷壁管由于只吸收辐射热量，所以壁温计算要比对流传热器和再热器简单得多。在这一部分要考虑的偏差因素如下：

- (1) 计算管的流量和结构偏差。
- (2) 各水冷壁之间及沿水冷壁宽度热负荷不均匀性所引起的计算点温度的偏差（如发生过热）及热负荷的偏差。

水冷壁壁温计算的顺序如下：

- (1) 确定计算点及校验线。
- (2) 确定计算点的介质温度。
- (3) 确定计算点管子向火正面外壁的热负荷  $q_M$ 。
- (4) 确定  $\lambda$ 、 $\alpha_2$ 、 $J$  诸值，计算  $t_b$  及  $t_w$ 。对于亚临界参数及以上锅炉的水冷壁，应先核算是否发生传热恶化的工况，然后再计算壁温。

#### 3.7.3.1 光管水冷壁的壁温计算

(1) 水冷壁的壁温计算点应选择在沿炉膛高度热负荷最高处，或介质温度最高处（如发生过热），或发生传热恶化处；沿管屏宽度则应选择在比焓最大点（沿管屏宽度流量最小或吸热最大），将管屏中各管与计算点同高度的点连接起来的线就是校验线。

(2) 若管内介质为汽水混合物，则计算点的介质温度也取饱和温度。

(3) 若计算点管内介质为过热蒸汽或欠热水时，则按下式计算介质温度  $t$ ，即

$$t = \bar{t} + \Delta t \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-233)$$

式中： $\bar{t}$  为校验线上的介质平均温度， $^\circ\text{C}$ ； $\Delta t$  为计算点温度比校验线上介质平均温度高出的温度值， $^\circ\text{C}$ 。

$\Delta t$  值按计算点的介质焓  $h$  高出校验线上介质平均焓  $\bar{h}$  的焓增值  $\Delta h$  计算，即

$$\Delta h = \left( \frac{\eta_r}{\eta_l} \eta_j - 1 \right) (\bar{h} - h_r) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.10-234)$$

式中： $\eta_r$ 、 $\eta_l$ 、 $\eta_j$  为管组中计算管的热力、流量和结构不均

匀系数 (从进口到计算点这一区段内);  $h_r$  为管组进口介质焓,  $\text{kJ/kg}$ 。

(4) 计算点管子向火正面外壁的热负荷  $q_M$  按下式计算, 即

$$q_M = \eta_r^* \eta_h^* \eta_l^* \bar{q}_l C \quad (\text{kW/m}^2) \quad (3.10-235)$$

式中:  $\eta_r^*$ 、 $\eta_h^*$ 、 $\eta_l^*$  为各水冷壁间的、沿炉膛高度的和沿炉膛宽度的热负荷不均匀系数;  $\bar{q}_l$  为炉膛平均辐射受热面热负荷, 按热力计算数据采用,  $\text{kW/m}^2$ ;  $C$  为考虑各水冷壁间吸热能力等因素不同的修正系数。

(5) 光管水冷壁的壁温按式 (3.10-210)、式 (3.10-211) 计算。式中的均流系数  $\bar{J}$  及  $J_N$  选取与壁式过热器的均流系数相同。

### 3.7.3.2 膜式水冷壁的壁温计算

在带肋片的膜式水冷壁的壁温计算中, 计算点的介质温度  $t$  和计算点管子向火正面外壁的热负荷  $q_M$  的计算原则及计算方法都与光管水冷壁相同, 只是均流系数及计算壁温的公式不同。

(1) 膜式水冷壁管子正面外壁及平均管壁温度仍用式 (3.10-210) 和式 (3.10-211) 计算。

(2) 膜式水冷壁的肋根 (或扁钢与管子相焊处) 温度  $t_{gr}$  按下式计算, 即

$$t_{gr} = t + (J_{N1} K_{QM} + J_{N2} q_M) \frac{\beta}{\alpha_s} + (\bar{J}_1 K_{QM} + \bar{J}_2 q_M) \frac{\delta}{\lambda} \left( \frac{2\beta}{\beta+1} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-236)$$

式中:  $K$  为通过肋根的平均热负荷与管子正面外壁热负荷的比值;  $J_{N1}$ 、 $J_{N2}$  为肋片部分热流和管子部分热流对肋片部分内壁均流系数;  $\bar{J}_1$ 、 $\bar{J}_2$  为肋片部分热流和管子部分热流对肋片部分的平均均流系数。

(3) 膜式水冷壁的肋端 (或两相邻光管间所焊扁钢的中点) 温度  $t_{rd}$  按下式计算, 即

$$t_{rd} = t_{gr} + \frac{K_{QM} s_2}{\lambda'} \left[ \frac{h}{s_1 + s_2} + \frac{3(s_1 + s_2)}{16h} \right] \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-237)$$

式中:  $s_1$ 、 $s_2$ 、 $h$  为肋端和鳍根的厚度及鳍片高度,  $\text{m}$ ;  $\lambda'$  为肋片部分金属热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

## 3.8 过热器、再热器金属壁温在线监测

锅炉过热器和再热器的超温爆管事故在电厂中时有发生, 不论是国产的、引进技术型的、还是进口的都发生过这类事故。事故的原因除了设计上存在缺陷外, 壁温监控手段落后也是一个比较重要的因素。现有的过热器和再热器的炉内管壁温度是通过炉外装设若干壁温测点, 再凭经验加某一增量来推测得到。但是这种方法中所布置的测点并不一定能恰好处在具有最高壁温的管屏上, 并且所加的温度增量缺乏科学依据, 同时, 测点数量的有限性也使所装设的壁温测点很难全面且准确地反映实时工况的金属壁温。由于该种监控手段如上所述的缺陷, 超温爆管往往在事故发生后, 通过异常症状才能被发现, 不能完全起到监控及预报作用。因此, 以数学建模为基础, 开发壁温实时在线监测系统即发展软测量技术成为保证高温过热器和再热器安全运行的发展趋势之一。

壁温在线监测系统多为基于锅炉过热器、再热器热偏差理论及管子壁温计算方法并结合电厂网络系统 (如 MIS 和 DCS 系统) 实时采集所需数据, 经过计算模块的计算, 以动态显示的方式显示结果。

一套完整的在线监测诊断系统应具备如下功能:

- (1) 预防爆管: 预防过热器再热器超温爆管。
- (2) 壁温监测及报警: 所有过热器再热器高温管子炉内壁温、汽温在线显示和记录, 超温部位报警。
- (3) 烟温偏差显示: 针对偏差屏的烟温偏差显示, 在线给出定量的偏差值。
- (4) 指导运行: 指导锅炉运行及燃烧调整, 减小偏差。
- (5) 状态检修: 管组各监测点提供检验、寿命评估或更换的意见指导检修工作, 实现“状态检修”。
- (6) 寿命监测: 实时显示过热器再热器炉内所有管子、集箱和汽包 (集箱和汽包不单独提供) 的在线寿命损耗和剩余寿命, 提供记录和查询, 延长锅炉使用寿命。
- (7) 寿命排序表: 提供按各管组规格材料分类及集箱、汽包的寿命排序报表。
- (8) 历史查询: 重要数据的历史查询, 便于故障分析。
- (9) 与其他系统的数据交换: 可接入电厂的 DAS 系统、DCS 系统或 MIS 系统, 提供本系统相关的全部实时动态信息画面。
- (10) 提高运行安全性经济性。

## 4 强度计算

### 4.1 受压元件强度

#### 4.1.1 设计法规标准和方法

锅炉受压元件强度计算是锅炉设计的一个重要步骤, 它直接决定设计锅炉的安全性和经济性, 为规范我国锅炉受压元件强度计算方法, 我国分别制定了 GB/T 9222—2008《水管锅炉受压元件强度计算》和 GB/T 16508—1996《锅壳锅炉受压元件强度计算》。国家安全技术法规《蒸汽锅炉安全技术监察规程》和《热水锅炉安全技术监察规程》明确规定, 锅炉受压元件的强度应按上述两个标准进行计算和校核, 因此, 上述两个标准具有强制性。

对于某些新结构或工作条件复杂或特殊的受压元件, 常规强度设计方法不能完全覆盖, 必要时需要采用应力分析方法, 使元件强度满足设计要求, 国家标准 GB/T 9222—2008 提供了应力分析设计原则、途径和方法。

#### 4.1.2 主要损伤机理

高温蠕变和低周疲劳是锅炉高温受压元件寿命损伤的两大主要机理, 按我国现行锅炉强度计算标准, 锅炉高温受压元件的设计许用应力按 10 万 h 使用寿命控制, 疲劳寿命主要通过控制元件应力集中或通过限制元件壁厚以降低热应力来保证, GB/T 9222—2008 提供了汽包筒体低周疲劳寿命的设计计算方法。

高温蠕变从两方面影响元件的寿命, 在低周疲劳周期内, 蠕变应变使疲劳应变幅度增大, 加剧元件疲劳损伤, 同时, 蠕变导致应力松弛使元件应力重新分布, 改变蠕变速度和疲劳应力。高温蠕变疲劳交互作用与蠕变和疲劳单独作用情况存在较大差异, 作用机理较为复杂。

#### 4.1.3 材料及许用应力

锅炉受压元件在高温、高压的条件下运行, 因此, 锅炉受压元件对材料有许多特殊要求。锅炉受压元件所用的材料应符合有关的国家标准和行业标准。用于制造锅炉受压元件的材料必须是镇静钢, 板材应具有良好的塑性, 其伸长率  $\delta_5$  应不小于 18%。对碳素钢和碳锰钢的室温下比 (V 形缺口试样) 冲击吸收功不低于 27J。

锅炉受压元件代用的钢板和钢管应满足强度和结构上的要求, 而且须经有关单位的技术部门同意。采用新钢号材料



试制锅炉受压元件之前,必须通过冶金、制造、使用、安全监察机构、标准等有关单位的技术评定和产品鉴定。采用国外材料,应符合以下要求:

(1) 应是国外锅炉用钢标准所列的钢号或化学成分、力学性能、焊接性能与国内允许用于锅炉的钢材相类似,并列于钢材标准或成熟的锅炉用钢。

(2) 应按订货合同规定的技术标准和条件进行验收。按国内锅炉钢标准检验项目检验。

(3) 首次使用前,应进行焊接工艺评定和成型工艺试验。

(4) 强度计算应采用该钢材的技术标准或条件所规定的性能数据。

(5) 未列入标准的钢材或已列入标准的电阻焊锅炉管,应经安全监察机构同意。

材料许用应力是材料工程设计允许使用的应力,它由标准试样的应力强度指标除以一个大于1的安全系数得出的,是为考虑强度计算时,未能全面反映元件实际情况而保留的一个安全裕度。

水管锅炉受压元件强度计算标准规定,材料许用应力按下式计算,即

$$[\sigma] = \eta[\sigma]_1 \quad (3.10-238)$$

$$[\sigma]_1 \leq \frac{\sigma_b}{n_b} \quad (3.10-239)$$

$$[\sigma]_1 \leq \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (3.10-240)$$

$$[\sigma]_1 \leq \frac{\sigma_{10}}{n_{10}} \quad (3.10-241)$$

式中:  $[\sigma]_1$  为基本许用应力,取式(3.10-239)、式(3.10-240)、式(3.10-241)中的最小值;  $\sigma_b$ 、 $\sigma_s$  分别为材料在20℃时的抗拉强度和在计算壁温下的屈服点或规定非比例伸长应力( $\sigma_{0.2}$ ),取钢材(板材和管材)最低保证值或大量试验结果的统计下限值;  $\sigma_{10}$  为材料在计算壁温下的10万h持久强度,取钢材大量试验结果的10万h持久强度的平均值。  $n_b$ 、 $n_s$ 、 $n_{10}$  分别为抗拉强度、屈服点或规定非比例伸长应力、10万h持久强度的安全系数,安全系数的取值为

$$\left. \begin{aligned} n_b &= 2.7 \\ n_s &= 1.5 \\ n_{10} &= 1.5 \end{aligned} \right\} \quad (3.10-242)$$

锅炉低碳钢、低碳锰钢及低碳锰钒钢使用温度在350℃以下,其他低合金热强钢使用温度在400℃以下,其基本许用应力一般只需按式(3.10-239)和式(3.10-240)计算,不必考虑式(3.10-241)。

GB/T 9222—2008和GB/T 16508—1996给出了常用材料的基本许用应力表。对于未列入基本许用应力表的材料,如符合有关技术监察规程的有关规定,它的基本许用应力 $[\sigma]_1$ 应按式(3.10-239)~式(3.10-241)计算,并取最小值。计算时, $\sigma_b$ 、 $\sigma_s$ 及 $\sigma_{10}$ 应取相应钢号的最低保证值;只有在没有保证值时,才可用钢材抽样试验,并将试验所得 $\sigma_b$ 和 $\sigma_s$ 的最小值及10万h的 $\sigma_{10}$ 的平均值乘以0.90作为计算取值。抽样和试验应按有关标准进行。

基本许用应力表中相邻计算壁温数值之间的 $[\sigma]_1$ 可用算术内插法确定,但需舍弃小数点后的数字。

$\eta$ 为基本许用应力修正系数, $\eta$ (0.85~1.05)根据元件结构特点和工作条件确定。

#### 4.1.4 应力分类及强度理论

锅炉受压元件承受高温高压,由于工质流程的需要,不

可避免地存在筒体上开孔接管等结构,应力集中相当普遍,甚至出现局部屈服情况。强度设计中,必须根据应力对元件安全性影响程度,对应力进行分类控制。应力分类法原则上可应用于各种结构形式,应力分类法将应力分为一次、二次及峰值应力。

(1) 一次应力是锅炉受压元件的基本应力,是元件平衡外载产生的应力。锅炉受压元件的主要外载包括内压等机械载荷。一次应力的主要特征是当应力达到极限值时,元件会丧失继续承载能力。一次应力又可根据其分布方式分为一次总体膜应力、一次局部膜应力和一次弯曲应力。

(2) 二次应力是一种为协调元件变形而产生的应力,在载荷、壁厚、形状等不连续的部位,都会存在二次应力。锅炉受压元件承受的温差产生的应力为二次应力。二次应力具有自限性,为自平衡力,二次应力的和为零,二次应力不会导致元件失效。

(3) 峰值应力是附加在一次和二次应力之上的应力增量,不会导致结构产生整体变形的局部应力,通常存在于元件形状等突然变化处。峰值应力对元件的静态强度没有明显影响,主要影响元件的疲劳强度。

强度理论是根据金属材料在不同应力状态下的失效形式,得出在复杂应力状态下的强度评判准则。材料在不同的应力状态及工作条件下,其失效形式也不相同,金属材料的失效形式可归结为脆性和塑性两种类型。脆性失效时,材料的变形很小,塑性失效时,材料的变形则很大。材料的失效形式与其工作条件如温度、加载速度等密切相关,因此,判断受压元件失效形式时,必须依据元件的应力状态及工作环境,建立相应的强度保证条件,将几个主应力按不同的强度理论确定的相当应力一般称为当量应力。常用的强度理论有:

第一强度理论或最大拉应力强度理论,为脆性失效强度理论。它以最大主应力作为评判参量,当最大主应力达到材料承载极限时,受压元件将失效。第一强度理论的当量应力 $\sigma_d$ 可表达为

$$\sigma_d = \sigma_1 \quad (3.10-243)$$

第三强度理论或最大剪应力强度理论,为塑性流动失效强度理论。它以最大剪应力作为评判参量,当最大剪应力达到材料承载极限时,受压元件将失效。GB/T 9222—2008和GB/T 16508—1996采用第三强度理论,第三强度理论的当量应力 $\sigma_d$ 可表达为

$$\sigma_d = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3.10-244)$$

第四强度理论或统计平均剪切应力强度理论,为塑性流动失效强度理论。它以统计平均剪切应力作为评判参量,当统计平均剪切应力达到材料承载极限时,受压元件将失效。第四强度理论的当量应力 $\sigma_d$ 可表达为

$$\sigma_d = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]/2} \quad (3.10-245)$$

#### 4.1.5 元件常规设计

对于一般常用的锅炉受压元件,为简化设计,世界上许多国家根据各自的设备和制造条件、工艺和材料性能特点等,制定了锅炉受压元件强度计算标准,如美国的ASME Section I、德国的TRD300、英国的BS1113、欧洲的EN12952及苏联的OCT 108.031.8~10(CTCЭB 5307~CTCЭB 5309)等。

常规设计以材料力学及板壳理论的简化计算公式为基础,结合工程应用经验和安全系数,采用弹性失效判定准则。常规设计不对元件的实际应力进行详细计算。

参照 GB/T 9222—2008, 锅炉受压元件常规设计的主要步骤如下:

(1) 根据锅炉工作压力和设计附加压力确定元件计算压力(设计压力)。工作压力包括锅炉额定压力、计算元件至锅炉出口之间的介质流动阻力及计算元件所受液柱静压。对于再热蒸汽集箱筒体、管子或管道, 计算压力取锅炉在额定压力时工质工作压力的 1.15 倍。

(2) 根据元件内外壁温算术平均值中的最大值, 确定计算壁温。确定元件计算壁温时, 锅炉出口过热蒸汽温度在允许范围内的波动不予考虑。若元件的计算壁温低于 250℃ 时, 取 250℃。受压元件的计算壁温可按表选取, 也可通过热力计算确定。

(3) 根据元件焊缝、开孔等结构特性确定元件强度减弱系数。焊缝减弱系数可按表选取。孔桥减弱系数, 分为纵向、横向和斜向三大类。

(4) 根据材料的供货条件、元件的制造加工工艺和工作条件确定元件的附加壁厚。附加壁厚由考虑腐蚀减薄的附加壁厚、考虑工艺减薄的附加壁厚和考虑钢板壁厚负偏差的附加壁厚三部分组成。

(5) 确定壁厚和最高允许压力计算。

1) 汽包筒体。

汽包筒体理论计算壁厚计算式为

$$\delta_L = \frac{pD_n}{2\varphi_{\min}[\sigma] - p}$$

汽包筒体成品最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{\min} = \delta_L + C_1$$

汽包筒体设计计算壁厚计算式为

$$\delta_s = \delta_L + C$$

汽包筒体取用壁厚应满足

$$\delta \geq \delta_s$$

有效壁厚计算式为

$$\delta_y = \delta - C$$

汽包筒体最高允许计算压力计算式为

$$[p] = \frac{2\varphi_y[\sigma]\delta_y}{D_n + \delta_y}$$

式中:  $D_n$  为汽包筒体内径, mm;  $p$  为计算压力, MPa;  $\varphi_{\min}$  为最小减弱系数;  $C_1$  为考虑腐蚀减薄等的附加壁厚, mm;  $C$  为考虑腐蚀、工艺减薄和钢板壁厚负偏差等的附加壁厚, mm。

2) 集箱。

集箱筒体理论计算壁厚计算式为

$$\delta_L = \frac{pD_w}{2\varphi_{\min}[\sigma] + p}$$

集箱筒体成品最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{\min} = \delta_L + C_1$$

集箱筒体设计计算壁厚计算式为

$$\delta_s = \delta_L + C$$

集箱筒体取用壁厚应满足

$$\delta \geq \delta_s$$

有效壁厚计算式为

$$\delta_y = \delta - C'$$

集箱筒体最高允许计算压力计算式为

$$[p] = \frac{2\varphi_y[\sigma]\delta_y}{D_w - \delta_y}$$

式中:  $D_w$  为集箱筒体外径, mm;  $p$  为内压, MPa;  $\varphi_{\min}$  为最小减弱系数;  $C_1$  为考虑腐蚀减薄等的附加壁厚, mm;  $C$

为考虑腐蚀、工艺减薄和钢管壁厚负偏差等的附加壁厚, mm。

3) 管子和管道。

直管或直管道的理论计算壁厚计算式为

$$\delta_L = \frac{pD_w}{2\varphi_h[\sigma] + p}$$

直管或直管道成品的最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{\min} = \delta_L + C_1$$

直管或直管道的设计壁厚计算式为

$$\delta_s = \delta_L + C$$

直管或直管道的取用壁厚应满足

$$\delta \geq \delta_s$$

钢管弯成的弯管外侧的理论计算壁厚计算式为

$$\delta_{wL} = K\delta_L$$

$$K = \frac{4R + D_w}{4R + 2D_w}$$

钢管弯成的弯管成品外侧的最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{w,\min} = \delta_{wL} + C_1$$

钢管弯成的弯管的设计壁厚计算式为

$$\delta_{ws} = \delta_{wL} + C$$

钢管弯成的弯管的取用壁厚应满足

$$\delta \geq \delta_{ws}$$

直管或直管道最高允许计算压力计算式为

$$[p] = \frac{2\varphi_h[\sigma]\delta_y}{D_w - \delta_y}$$

弯管最高允许计算压力计算式为

$$[p]_w = \frac{2\varphi_h[\sigma]\delta_{wy}}{KD_w - \delta_{wy}}$$

$$\delta_y = \delta - C'$$

4) 封头。

椭圆封头和球形封头的理论计算壁厚计算式为

$$\delta_L = \frac{pD_n Y}{2\varphi[\sigma] - p}$$

$$Y = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D_n}{2h_n} \right)^2 \right]$$

封头成品最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{\min} = \delta_L + C_1$$

封头的设计计算壁厚计算式为

$$\delta_s = \delta_L + C$$

封头取用壁厚应满足

$$\delta \geq \delta_s$$

5) 端盖壁厚计算。

平端盖的设计壁厚计算为

$$\delta_s = KD_n \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

平端盖取用壁厚应满足

$$\delta_i \geq \delta_s$$

平端盖的最高允许计算压力按下式计算

$$[p] = \left( \frac{\delta_i}{KD_n} \right)^2 [\sigma]$$

上几式中:  $K$  为端盖结构特性系数表选取。平端盖的内转角圆弧半径  $r$ 、直段部分的长度  $l$  应符合表内所规定的要求。

6) 盖板壁厚计算。



盖板设计壁厚计算式为

$$\delta_s = KYD_c \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

盖板取用壁厚应满足

$$\delta_1 \geq \delta_s$$

盖板的最高允许计算压力计算式为

$$[p] = 3.33 \left( \frac{\delta_1}{YD_c} \right)^2 [\sigma]$$

上几式中: Y 为盖板的形状系数; K 为结构特性系数;  $D_c$  为计算尺寸; 都应按表规定选取。

7) 焊制三通。

焊制三通壁厚计算公式的适用范围为

$$D_w \leq 813\text{mm}$$

$$d_n/D_n \geq 0.8$$

焊制三通的主管理论计算壁厚计算式为

$$\delta_{11} = \frac{pD_w}{2\varphi_y[\sigma] + p}$$

焊制三通的支管理论计算壁厚计算式为

$$\delta_{11} = \delta_{11} \frac{d_w}{D_w}$$

焊制三通的最高允许计算压力计算式为

$$[p] = \frac{2\varphi_y[\sigma]\delta_y}{D_w - \delta_y}$$

$$\delta_y = \delta - C'$$

用壁厚补强的焊制三通, 应采用整体焊接接管形式。焊制三通减弱系数应按表确定。

(6) 开孔补强计算。开孔补强计算规定仅适用于开孔直径与筒体直径之比  $d/D_n < 0.8$ , 且开孔直径  $d < 600\text{mm}$  的径向孔。当汽包筒体或集箱筒体的系数  $k > 0.40$  时, 且开孔直径超过未补强孔的最大允许直径, 应采用补强结构予以补强。当系数  $k \leq 0.40$  时, 不必进行补强。

#### 4.1.6 应力分析设计

锅炉受压元件除按标准进行常规设计外, 另一类设计方法是通过应力分析确定元件几何结构和尺寸, 称为分析设计。分析设计放弃了传统的弹性失效判定准则, 在对元件进行全面整体应力分析的基础上, 采用极限载荷、安定载荷和疲劳寿命计算的分析方法和塑性失效和弹塑性失效判定准则, 对元件的强度进行判定, 允许元件局部存在一定的塑性区及对峰值应力作有限疲劳寿命设计。分析设计可使元件几何结构更合理。

##### 4.1.6.1 分类应力控制准则

应力分类和分类应力强度控制准则是分析设计的核心, 分析设计根据应力所在位置、分布形式和对安全性影响程度, 对应力进行分类和控制, 应力分类原则见 4.1.4 节, 应力强度控制准则如下:

(1) 一次膜应力的强度控制准则为 1 倍许用应力。

(2) 一次弯曲应力及一次膜应力与一次弯曲应力叠加后最大应力的强度控制准则为 1.5 倍许用应力。

(3) 二次应力部位的平均应力称为局部膜应力, 局部膜应力的强度控制准则为 1.5 倍许用应力。

(4) 一次应力与二次应力叠加后最大应力的强度控制准则为 3 倍许用应力。

(5) 一次膜应力与局部膜应力叠加后壁厚平均应力的强度控制准则为 1.5 倍许用应力。

(6) 一次应力与二次应力及峰值应力叠加后的总应力必须满足疲劳设计强度。

##### 4.1.6.2 有限元法

有限元法是分析设计中最主要的结构应力分析工具, 是一种应力和变形的近似数值计算方法, 随着电子计算机技术的发展, 在工程中得到广泛应用。对于结构或工作条件复杂的受压元件, 采用有限元法可大大节省设计成本, 缩短设计周期。

常用的有限元通用软件有 SAP5、MSC/NASTRAN、MARC、ADINA/ADINAT、ANSYS、ABAQUS 等。模型、节点和单元是有限元分析中的重要元素。有限元结构应力分析步骤:

(1) 分析受压元件结构特性和工作条件, 选择有限元计算软件。

(2) 根据结构特性, 建立有限元计算模型, 选择确定计算单元。

(3) 根据工作条件, 确定计算载荷工况。

(4) 分析有限元计算结果, 对应力进行分类。

(5) 运用分类应力强度控制准则对元件强度进行评定。

(6) 对强度不满足要求部分进行分析, 并据此对结构和模型进行修改, 重新进行有限元计算。

##### 4.1.6.3 应力验证法

应力验证法采用最大剪应力强度理论, 通过在元件可能出现高应力部位的内外壁对应点和其他部位的内外壁对应点粘贴应变片, 利用应变测量对元件的强度进行分析。应力验证法试验步骤:

(1) 按一定压力分级升压和降压, 并记录每级压力值及其相应的每个测点的应变值。试验最高压力以内外壁都不出现屈服为准。反复几次升压和降压, 直至测量数据重现性满意为止。

(2) 根据验证试验获得的应力值及其分布, 根据应力分类原则将应力进行分类。

(3) 为方便起见, 将只有一次应力的区域称为低应力区; 将有一次局部薄膜应力或二次应力的区域称为高应力区。

(4) 作出低应力区域中内外壁平均应力的当量应力最大点的  $\sigma'_{Pd,max} - p$  关系直线, 从该线上定出相应于  $[\sigma]$  的压力  $p_{ys1}$ 。

(5) 作出低应力区域中当量应力最大点的  $\sigma'_{d,max} - p$  关系直线, 从该线上定出相应于  $1.5[\sigma]$  的压力  $p_{ys2}$ 。

(6) 作出高应力区域中内外壁平均应力的当量应力最大点的  $\sigma_{Pd,max} - p$  关系直线, 从该线上定出相应于  $1.5[\sigma]$  的压力  $p_{ys3}$ 。

(7) 作出高应力区域中当量应力最大点的  $\sigma_{d,max} - p$  关系直线, 从该线上定出相应于  $3[\sigma]$  的压力  $p_{ys4}$ 。

(8) 取  $p_{ys1}$ 、 $p_{ys2}$ 、 $p_{ys3}$ 、 $p_{ys4}$  中的最小值为  $p_{ys,min}$ 。

(9) 对应变测量的相对误差做出估计, 确定相对误差为  $\Delta$ 。

(10) 元件的最高允许计算压力为  $[p] = \frac{p_{ys,min}}{1+\Delta}$ ,  $[p]$

用于未经试验验证的相同元件时,

应按实际情况考虑壁厚差异, 进行修正。

##### 4.1.6.4 屈服验证法

屈服验证法只适用于工作温度小于该钢材持久强度对基本许用应力起控制作用温度的元件, 并且元件材料应满足以下条件为

$$\frac{\text{试验温度时最小保证屈服点}}{\text{试验温度时最小保证抗拉强度}} \leq 0.6$$

进行屈服验证的元件在试验前应是没有形变硬化和内应力的,也未受过液压试验,否则,元件应在消除应力热处理后进行此项验证试验。

元件的最高允许计算压力计算式为

$$[p] = 0.75 \frac{p_{ss} [\sigma]_J \varphi_1}{\sigma_{sls}}$$

式中:  $[\sigma]_J$  应取元件材料在工作温度下的基本许用应力。

对于投入运行后内外壁能作定期严格检查的元件,必要时最高允许计算压力可放大至  $1.25 [p]$ 。  $[p]$  用于未经试验验证的相同元件时,应按实际情况考虑壁厚差异进行修正。

元件的屈服压力  $p_{ss}$  可用应变测量法确定,具体试验步骤为:在可能发生高应力部位的外壁粘贴应变片,然后缓慢分级升压,记录每级压力值及相应的每个测点的应变值,作出应变值最大点的  $p-\epsilon$  曲线,取相应残余应变量为 0.2% 的压力为  $p_{ss}$ 。

#### 4.1.6.5 爆破验证法

爆破验证法试件不应少于三个,且取试验的最小值。

元件的最高允许计算压力计算式为

$$[p] = \frac{p_{bs} \delta_{yz} [\sigma]_J \sigma_{bl} \varphi_1 f}{4 \delta_{ys} [\sigma]_{JS} \sigma_{bl}}$$

式中:对于铸钢元件,  $f$  取为 0.7;对于其他元件,均取  $f=1.0$ 。

#### 4.1.7 疲劳分析设计

低周疲劳是锅炉受压元件损坏的原因之一,金属材料受低于抗拉强度的交变应力作用,经历一定次数交变循环后,材料会萌生裂纹。裂纹经过一段疲劳扩展阶段后,材料发生断裂或失效。疲劳一般发生在元件应力集中的高应力部位,元件疲劳分析设计,首先需要确定疲劳考核点。决定元件疲劳损伤寿命的是考核点的疲劳应力幅,疲劳应力幅为一个载荷周期内,元件疲劳考核点最大应力与最小应力差的二分之一。低周疲劳寿命曲线是计算锅炉受压元件疲劳寿命损伤的关键依据。由于疲劳寿命具有统计性质,在确定疲劳设计曲线中,各国的试验和数据处理方法有很大差别,各国标准的疲劳寿命曲线有时会存在较大差异。GB/T 9222—2008 给出了汽包低周疲劳寿命的计算方法并提供了相应的材料低周疲劳寿命曲线。

#### 4.1.8 含缺陷元件的安全性

断裂力学的发展推动了断裂力学理论在锅炉受压元件的应用。对于部分含缺陷元件,在一定的工作条件并不会影响元件使用安全。经过对含缺陷受压元件的安全性评定和缺陷扩展结果的预测,可使“合乎使用”的元件继续安全运行。

缺陷评定及安全评定可统称为完整性评定或“合乎使用”评定,它不仅包括超标缺陷的安全评估,还包括环境的影响和材料退化的安全评估。按“合乎使用”原则建立的结构完整性技术及其相应的工程安全评定方法已走向成熟,形成了一个学科分支,在广度和纵深两方面均取得了重大发展。在广度方面新增了高温评定、各种腐蚀评定、塑性评定、材料退化评定、概率评定和风险评估等内容;在纵深方面:弹塑性断裂、疲劳、冲击动载和止裂评定、极限载荷分析、微观断裂分析、无损检测技术等均取得很大的进展。国内外有代表性的缺陷安全性评定的规范有:

(1) 我国 GB/T 19624—2004《在用含缺陷压力容器安全评定》。

(2) 美国的 ASME Section XI 和 API 579。

(3) 英国的 BS 7910 和 R6。

(4) 欧洲的 SINTAP。

线弹性脆性断裂评定准则,建立在线弹性假设基础上,以应力强度因子作为表征裂纹前沿应力场强弱程度的物理参量,如同传统强度计算中的应力。应力强度因子可表示为

$$K_I = Y \sigma \sqrt{\pi a}$$

式中:  $\sigma$  为裂纹位置的名义应力;  $a$  为裂纹特征尺寸;  $Y$  为裂纹形状、几何结构及受力情况的系数。

线弹性评定判据:  $K_I \leq K_{Ic}$ ,  $K_{Ic}$  为材料断裂韧性。

在弹塑性断裂力学中,裂纹张开位移 COD 断裂判据应用最广。当裂纹前沿有较大的塑性区时,以应力场强度不能有效表征裂纹受力程度。当材料屈服后,应力增量远远小于应变增量。材料试验结果表明:同一材料,不同厚度的试样的断裂破坏应力不同,但裂纹张开位移却基本相同。由此,在弹塑性断裂分析中,可用裂纹张开位移 COD 作为断裂判据的参量,载荷产生的裂纹张开位移 COD  $\delta$  为

$$\delta = \frac{8\sigma_s a}{\pi E} \ln \left[ \sec \left( \frac{\pi \sigma}{2\sigma_s} \right) \right]$$

裂纹张开位移 COD 断裂判据为

$$\delta \leq \delta_c$$

式中:  $\delta_c$  为材料的 COD 的临界值。

材料的 COD 的临界值  $\delta_c$  与  $K_{Ic}$  之间存在近似关系为

$$\delta_c = \frac{K_{Ic}^2}{E \sigma_s}$$

在疲劳载荷的作用下,可能会使裂纹发生扩展,裂纹亚临界扩展阶段持续时间较长、扩展速度较稳定,是疲劳裂纹扩展的主要阶段,也是工程设计中控制的关键阶段。裂纹亚临界扩展方程为

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K_I)^n$$

式中:  $C$ 、 $n$  为材料常数;  $a$  为裂纹几何特性尺寸;  $N$  为疲劳次数。

## 4.2 系统强度

### 4.2.1 管道分类

我国汽水管道应力计算技术规定,必须对汽水管道的外载及热应力进行校核计算。汽水管道作用的载荷分为持续静载荷及活动载荷。通常静载荷有内压和管道、工质、保温自重等,活载荷有风载、地震、水击、安全阀反座力、瞬态壁温差等。

锅炉管道可分为锅炉范围内管道和锅炉范围外管道,锅炉范围内管道一般指锅炉范围内各受热面间的连接管道,锅炉范围外管道一般指过热器出口、低压再热器入口及高压再热器出口的连接管道。锅炉范围内管道及部件必须符合要求。GB/T 9222—2008 等标准的要求。

锅炉范围外的管道称为客户管道,它们包括过热蒸汽出口管道、再热蒸汽出口管道、再热蒸汽入口管道和省煤器给水管。这些管道在国内是由电力设计院设计的。客户管道挠性分析时,与锅炉集箱或管道连接一端的边界条件必须由锅炉设计部门提供,包括位移条件和力的限制条件。为了使客户管道的反力不超出锅炉集箱等部件及其管系的承受能力,锅炉设计时必须对集箱等部件及其管系承受外载能力进行校核计算,提供客户管道允许边界反力。客户管道必须符



合 DL/T 5054—1996《火力发电厂汽水管道设计技术规定》和 DL/T 5366—2006《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》等标准。管道的弯头和三通等部件必须符合《火力发电厂汽水管道零件及部件典型设计》的要求, 尽量避免出现结构不连续。对于工作温度大于或等于 566℃ 的高温管道, 必要时可参考 TRD301 附件 1 和 TRD508 或 ASME Code Case N-47 的有关规定进行验算。

#### 4.2.2 锅炉范围外的管道

##### 4.2.2.1 安全系数

管道材料的基本许用应力, 取式 (3.10-246)、式 (3.10-247)、式 (3.10-248) 中的最小值, 即

$$\frac{\sigma_b^{20}}{n_b} \quad (3.10-246)$$

$$\frac{\sigma_s}{n_s} \quad (3.10-247)$$

$$\frac{\sigma_D}{n_D} \quad (3.10-248)$$

式中:  $\sigma_b^{20}$ 、 $\sigma_s$  为分别为材料在 20℃ 时的抗拉强度和在计算壁温下的屈服点或规定非比例伸长应力;  $(\sigma_{b,2})$ 、 $\sigma_D$  为材料在计算壁温下的 10 万 h 持久强度;  $n_b$ 、 $n_s$ 、 $n_D$  为分别为抗拉强度、屈服点或规定非比例伸长应力、10 万 h 持久强度的安全系数, 安全系数的取值为

$$\begin{aligned} n_b &= 3 \\ n_s &= 1.5 \\ n_D &= 1.5 \end{aligned} \quad (3.10-249)$$

##### 4.2.2.2 管道设计参数

主蒸汽管道的设计压力, 取锅炉过热器出口的额定工作压力。

再热蒸汽管道的设计压力, 取汽轮机最大计算出力工况下热平衡中高压缸排汽压力的 1.15 倍。对于再热器出口集箱到汽轮机的部分, 可减至再热器出口安全阀动作的最低额定压力。

与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道的的设计压力, 取各种运行工况中可能出现的最高工作压力。

(1) 对于设有不可调速给水泵的主给水管, 从前置泵至主给水泵和主给水泵出口至锅炉省煤器进口的管道, 其设计压力取泵的特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和。

(2) 对于设有可调速给水泵的管道, 从给水泵出口至泵出口关闭阀管道的设计压力, 取泵在额定转速下特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和。从泵出口关闭阀至锅炉省煤器进口段管道的设计压力, 取泵在额定转速及设计流量下泵出口压力的 1.1 倍与水侧压力之和。

主蒸汽、高温再热器管道的设计温度, 应分别取锅炉额定蒸发量时过热器、再热器出口的额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差值。温度偏差值可取 5℃。

低温再热蒸汽管道的设计温度, 可取用汽轮机最大计算出力工况 (VWO 或 VWO+5%OP) 下热平衡中高压缸的排汽参数, 等熵求取管道的设计压力下的相应温度。如制造厂有特殊要求时, 该设计温度应取可能出现的最高工作温度。

与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道的的设计温度, 取各种运行工况中可能出现的最高工作温度。

加热器后主给水管道的的设计温度, 取用被加热水的最高工作温度。

##### 4.2.2.3 壁厚计算

直管最小需要壁厚计算式为

$$\delta_{\min} = \frac{pD_w}{2\eta[\sigma]^t + 2Yp} + \alpha$$

$$\delta_{\min} = \frac{pD_n}{2\eta[\sigma]^t - 2(1-Y)p} + \alpha$$

直管计算壁厚计算式为

$$\delta_s = \delta_{\min} + C$$

式中:  $p$  为设计压力, MPa;  $D_w$  为管子外径, mm;  $D_n$  为管子内径, mm;  $[\sigma]^t$  为设计温度下钢材的许用应力, MPa;  $Y$  为温度修正系数, 480℃ 及以下温度时  $Y=0.4$ , 510℃ 时取  $Y=0.5$ , 538℃ 及以上温度时  $Y=0.7$ , 温度处于相邻值之间可用内插法;  $\alpha$  为腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度, mm;  $\eta$  为许用应力修正系数;  $C$  为钢管壁厚负偏差。

##### 4.2.2.4 应力验算

内压应力验算式为

$$\sigma_{eq} = \frac{p[0.5D_w - Y(\delta - \alpha)]}{S - \alpha} \leq [\sigma]^t$$

持续载荷下应力验算式为

$$\sigma_L = \frac{pD_n^2}{D_w^2 - D_n^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} \leq 1.0[\sigma]^t$$

偶然载荷下应力验算式为

$$\frac{pD_n^2}{D_w^2 - D_n^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} + 0.75 \frac{iM_B}{W} \leq K[\sigma]^t$$

热膨胀应力范围验算式为

$$\sigma_E = \frac{iM_C}{W} \leq f[1.2[\sigma]^{20} + 0.2[\sigma]^t + ([\sigma]^t - \sigma_L)]$$

上几式中:  $\sigma_{eq}$  为内压折算应力, MPa;  $S$  为管子实测最小壁厚, mm;  $\sigma_L$  为内压、自重及其他持续外载产生的管子轴向应力之和;  $M_A$  为持续外载的截面上合成力矩, N·mm;  $M_B$  为偶然外载的截面上合成力矩, N·mm;  $\sigma_E$  为热膨胀应力范围;  $M_C$  为热膨胀外载的截面上合成力矩, N·mm;  $W$  为管子截面抗弯矩, mm<sup>3</sup>;  $i$  为应力增强系数;  $K=1.15 \sim 1.20$ ;  $f$  为应力范围的减小系数。

##### 4.2.3 锅炉范围内管系的应力分析

锅炉范围内管系主要有炉顶连接管道、集中下降管、集箱及炉外管束等。锅炉范围内管系多数比较复杂, 管系应力分析必须借助有限元法。

集中下降管与汽包、水冷壁集箱或下水包连接, 构成较为复杂的管系结构, 下降管系统除承受内压和自重载荷外, 还要承受由于下降管与水冷壁蒸发受热面之间的温差、地震和风载。下降管系统应力分析必须针对各种不同载荷工况进行, 当承受地震或风载时, 需要通过应力分析确定下降管导向装置的位置、导向方向和导向力。

现代大容量电站锅炉过热器、再热器管屏与炉顶采用固定密封, 管屏与炉顶之间无相对位移。为使集箱和连接管道等系统充分膨胀, 炉顶上部的管屏必须具有一定的挠性。

在不同的运行工况下, 炉顶管系承受不同的热膨胀载荷, 炉顶管系承受的主要载荷如下:

- (1) 炉顶与集箱之间的温差。
- (2) 管屏入口和出口或管子热负荷差产生的同屏温差。
- (3) 管屏间热负荷差产生的屏间温差。
- (4) 连接管道热膨胀产生的推力和弯矩。
- (5) 客户管道热膨胀产生的推力和弯矩。

由于锅炉结构和运行条件的复杂性, 完全精确确定上述各载荷是较为困难的, 但是通过不同工况的运行温度的测量、计算和分析, 针对不同的炉型可以发现和归纳总结一些简化设计和计算的的经验方法。炉顶管屏需要具备一定的挠

性,以便吸收集箱与炉顶的温差等系统热膨胀载荷,增加炉顶集箱与炉顶的标高差是增加炉顶管屏挠性的有效方法。在计算确定集箱高度时,一般可仅考虑集箱与炉顶的热膨胀差,在锅炉启动时集箱的温度低于炉顶管,而在锅炉正常运行时,集箱的温度高于炉顶管,炉顶管屏承受了热膨胀产生的交变载荷,设计中需要确定合适的集箱高度,以控制炉顶管屏的应力幅。集箱管屏的最大系统弯曲应力为

$$\sigma_{b,\max} = \frac{3E_r \Delta d}{(h+h')^2} \quad (3.10-250)$$

$$\Delta = |\Delta_{ES}| + |\Delta_{EO}| \quad (3.10-251)$$

式中:  $E_r$  为管材室温弹性模量, MPa;  $d$  为管子外径, mm;  $h$  为集箱高度, mm;  $h'$  为高冠密封板的高度;  $\Delta_{ES}$  为启动工况集箱与炉顶管的热膨胀差, mm;  $\Delta_{EO}$  为运行工况集箱与炉顶管的热膨胀差, mm。

## 5 通风计算

### 5.1 通风计算的目及通风方式

#### 5.1.1 通风计算的目的

(1) 确定锅炉烟气侧和空气侧的全压降。

(2) 根据送、引风系统的流量和锅炉本体及烟、风道(包括辅助设备)的全压降选择所需的送、引风机。

(3) 对锅炉各部件的设计进行优化,即从烟、风道阻力所消耗的风机电能角度出发,结合其他参数使设计优化。

我国尚未制定自己的锅炉通风计算标准方法。除了按引进技术设计的电站锅炉,目前采用的仍是参考文献苏联的《锅炉设备空气动力计算(标准方法)》(简称《标准方法》)。

#### 5.1.2 通风方式

一般锅炉有两种通风方式,即平衡通风方式和微正压通风方式。

(1) 平衡通风方式。利用锅炉设备所配的送风机和引风机运行工况的调节(调节风机的转速、轴流式风机的叶片角度、风机进口导叶的角度或烟风道中挡板的开度等),使整个锅炉烟气侧的压力都低于大气压力,而在负压最小处(一般是炉膛的顶部)维持接近大气压力的最小负压值(30~50Pa)的通风方式。

(2) 微正压通风方式。锅炉只配置送风机而不配置引风机,锅炉中烟气压力高于大气压力(一般为10kPa以下),且利用该压力克服烟道及其所有辅助设备的阻力向烟囱排出烟气的通风方式,但由于高温烟气的密封困难,漏烟又会影影响仪表及控制系统的工作可靠性等原因,国内在大容量电站锅炉中未曾采用过微正压通风方式,国外也只是用于燃油和燃气的锅炉中。

## 5.2 基本原理和计算公式

### 5.2.1 流动阻力

烟气和空气的流动阻力包括流过流道时的摩擦阻力(包括纵向冲刷管组)、局部阻力(流道的形状或方向改变所引起的)和横向冲刷管组时的阻力。

流动阻力按烟气或空气流过流道中某一区段时的全压降(不计重位压差)计算。全压即气流的静压(绝对静压)与动压之和,即

$$p = p_s + \frac{w^2}{2} \rho = p_s + p_d \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-252)$$

$$p_d = \frac{w^2}{2} \rho$$

式中:  $p$  为气流的全压, Pa;  $p_s$  为气流的绝对静压, Pa;  $w$

为气流的速度, m/s;  $\rho$  为气流的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $p_d$  为气流的动压, Pa。

一个区段的流动阻力是以全压降(不计重位压差)来计算的,计算见下式为

$$\Delta p = (p_1 - p_2) \pm \rho g \Delta Z \quad (3.10-253)$$

式中:  $\rho$  为区段中气体的平均密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\Delta p$  为区段的流动阻力, Pa;  $\Delta Z$  为区段的进出口高度差, m;  $g$  为重力加速度, m/s<sup>2</sup>。

角码1和2代表区段的进口和出口。上升流动时,式(3.10-253)右边取“-”,下降流动时取“+”。

对于没有热交换条件下的摩擦阻力为

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_{\text{当}}} \frac{w^2}{2} \rho \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-254)$$

对于有热交换条件下的摩擦阻力为

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_{\text{当}}} \frac{w^2}{2} \rho \left( \frac{2}{\sqrt{T_h/T} + 1} \right)^2 \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-255)$$

对于局部阻力和横向冲刷管组时的阻力为

$$\Delta p = \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-256)$$

上述三式中:  $\lambda$  为摩擦阻力系数;  $l$  为流道的长度, m;  $d_{\text{当}}$  为流道的当量直径, m;  $w$  为计算速度, m/s;  $\rho$  为气体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $T_h$ 、 $T$  为管壁和气体的平均热力学温度, K;  $\xi$  为局部阻力系数或管组的阻力系数。

在计算局部阻力时,  $w$  和  $\rho$  按当地的气流温度计算; 在计算管组的阻力时,  $w$  和  $\rho$  按管组进出口的算术平均温度计算。

### 5.2.2 自生通风

自生通风即烟气或空气在具有某一高度的垂直流道中流动时,流道外大气柱的重位压差与流道中气体柱的重位压差有一差值。由于流道中气体的温度高于大气温度,所以这一重位压差的差值有使流道中气体自行向上流动的趋势,故称为自生通风,计算式为

$$p_{\text{自}} = \pm \Delta Z g \left( 1.21 - \frac{p_s \rho_0}{10^5} \frac{273}{273 + t} \right) \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-257)$$

空气时,取  $\rho_0 = 1.29 \text{ kg/m}^3$  (标准状况下干空气的密度) 烟气时,  $\rho_0$  值按下式计算,即

$$\rho_0 = \frac{1 - 0.01 A_{\text{ar}} + 1.306 \alpha V^0}{V_y} \quad (\text{kg/m}^3)$$

式中:  $p_{\text{自}}$  为高度为  $H$  的流道的自生通风值, Pa;  $\Delta Z$  为流道进出口高度差, m; 1.21 为在 20℃ 和 101.3kPa 压力下,外部空气的密度, kg/m<sup>3</sup>, 当外部空气温度与 20℃ 相差大于 10℃ 以上的,应用实际的空气密度;  $t$  为流道内气体的平均温度,℃;  $p_s$  为流道内气体的平均绝对静压, Pa, 当气体的压力小于 106kPa 时,取  $p_s = 98000 \text{ Pa}$ ;  $\rho_0$  为折算密度, kg/m<sup>3</sup>;  $A_{\text{ar}}$  为炉前燃料的收到基灰分,%;  $\alpha$  为烟气的过量空气系数;  $V^0$  为理论燃烧空气量, m<sup>3</sup>/kg;  $V_y$  为烟气总容积, m<sup>3</sup>/kg。

当气流方向向上时,式(3.10-257)中的自生通风  $p_{\text{自}}$  为正值;气流方向向下时则为负值。

### 5.2.3 测量静压值

烟风流道内某点的测量静压值  $p_{s,m}$  是该点的气体绝对压力与同一标高上大气的绝对压力的差值,即

$$p_{s,m} = p_s - (p_0 - \rho_0 g Z) \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-258)$$

式中:  $p_{s,m}$  为气体的测量静压值, Pa;  $p_s$  为气体的绝对静压值, Pa;  $p_0$  为在标高  $Z=0$  处的大气压力, Pa;  $Z$  为测点的



标高, m;  $\rho_k$  为 0~Z 高度内的平均大气密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

#### 5.2.4 计算公式

根据上述各式及流动阻力、自生通风和测量静压的概念, 可以推导出该三者之间的关系式, 即

$$p_{s,m1} - p_{s,m2} = \Delta p + (p_2 - p_1) - p_{zs} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-259)$$

选择风机压头所需的烟、风道全压降  $\Delta p$  按式 (3.10-260) 计算, 即

$$\Delta p = \sum \Delta p - p_{zs} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-260)$$

当气体水平方向流动时, 等式右边自生通风  $p_{zs}$  一项为零; 当向上流动时,  $p_{zs}$  为正值; 当向下流动时,  $p_{zs}$  为负值。

在一般锅炉的炉膛中, 流动阻力  $\Delta p$  和动压差 ( $p_2 - p_1$ ) 都可略去不计。因此炉膛顶部和炉膛底部的测量静压之差即为自生通风值, 锅炉炉膛内外烟气和空气静压沿高度变化示意图如图 3.10-67 所示。在图 3.10-67 中,  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$  四点的静压分别为  $p_a$ 、 $p_b$ 、 $p_c$  和  $p_d$ , 则

$$p_{s,m1} = p_b - p_a$$

$$p_{s,m2} = p_d - p_c$$

$$p_{zs} = (p_a - p_b) - (p_c - p_d)$$

所以  $p_{s,m1} - p_{s,m2} = -p_{zs}$

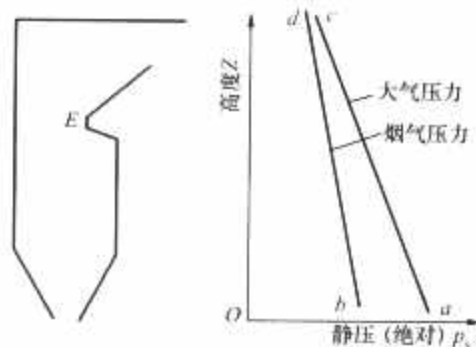


图 3.10-67 锅炉炉膛内外烟气和空气静压沿高度变化示意图

从图中的烟气和炉膛外大气的绝对静压线也可以看出, 由于烟气的温度高, 密度小, 所以其绝对静压线比大气的绝对静压线为陡。因此, 不论在炉膛中烟气是向上流还是向下流, 炉膛顶部的负压值总是小于底部的负压值即图中的  $[(p_c - p_d) < (p_a - p_b)]$ 。因此, 炉膛负压的测点应设置在炉膛的顶部; 在运行中只要保持这一点有足够的最小负压 (30~50Pa), 那么锅炉所有其他部位都处于负压下。曾有一台 1000t/h 亚临界参数直流锅炉的炉膛负压测点设在炉膛中上部折焰角处 (图 3.10-67 中 E 点)。这点与炉膛顶部之间的高度差约为 10m, 这一高度差所形成的自生通风值约为 80Pa。于是, 当运行中维持测点处的烟气负压为 30~50Pa 时, 炉膛顶部就一直处于压力为 30~50Pa 的正压状态, 其后果是高温烟气不断从炉膛上部的不严密处漏出, 造成故障。同时大量的灰从炉膛上部不断漏出, 严重污染了锅炉周围的环境。

#### 5.3 摩擦阻力计算

摩擦阻力是气流在烟道中流动或冲刷管式和板式受热面时产生的, 按式 (3.10-254) 计算。当在管内和通道内流动时, 摩擦阻力系数  $\lambda$  与  $Re$  数及管壁相对粗糙度  $k/d_{\text{当}}$  的关系可见《标准方法》图 VII-3 中。烟气和空气的  $Re$  数则可由《标准方法》图 VII-1 查出。图 VII-3 中当量直径  $d_{\text{当}}$ , 可按式计算, 即

$$d_{\text{当}} = 4F/L \quad (\text{m}) \quad (3.10-261)$$

对管在内流动的圆管子,  $d_{\text{当}}$  即为管子的内径; 对矩形截面的通道, 即

$$d_{\text{当}} = \frac{2ab}{a+b} \quad (\text{m})$$

对于矩形通道中布置有纵向冲刷的管组为

$$d_{\text{当}} = \frac{4(ab - Z\frac{\pi}{4}d^2)}{2(a+b) + Z\pi d} \quad (\text{m})$$

如矩形通道中布置有带纵向鳍片的管组为

$$d_{\text{当}} = \frac{4[ab - Z(\frac{\pi}{4}d^2 + nh\delta)]}{2(a+b) + Z(\pi d + 2nh)}$$

式中:  $F$  为通道的有效流通面积,  $\text{m}^2$ ;  $L$  为受气体冲刷的截面的全周长, m;  $a$ 、 $b$  为矩形截面的边长, m;  $Z$  为管子总数;  $d$  为管子外径, m;  $h$ 、 $\delta$  为鳍片的高度和厚度, m;  $n$  为根管子上的鳍片数。

《标准方法》图 VII-3 中的参数绝对粗糙度  $k$  值, 对于用钢管或钢板制造的受热面和空气预热器, 可取  $k=0.0002\text{m}$ ; 对于用钢板制造的烟风道, 可取  $k=0.0004\text{m}$ ; 铸铁件可取  $k=0.0008\text{m}$ ; 对砖和混凝土可取  $k=0.0025\text{m}$ , 对玻璃则可取  $k=5 \times 10^{-6}\text{m}$ 。进行简化计算时, 对于钢板制造的烟风道可直接取用摩擦阻力系数  $\lambda=0.02$ ; 对于有内衬的或用砖或混凝土制成的烟风道可取  $\lambda=0.03$  ( $d_{\text{当}} \geq 0.9\text{m}$  时) 或  $\lambda=0.04$  ( $d_{\text{当}} < 0.9\text{m}$  时)。

烟气和空气的动压头  $p_d = \frac{w^2}{2} \rho$  可按《标准方法》图 VII-2 查得。

在回转式空气预热器的波形板之间流动的空气或烟气的摩擦阻力, 应根据不同的波形板形状按有关资料所推荐的计算方法来计算。

#### 5.4 横向冲刷管组的阻力

横向冲刷管组的阻力按式 (3.10-256) 计算。式中阻力系数  $\xi$  的值与管组中纵向排数及  $Re$  数有关。式中的计算速度  $w$  则按与气流流向垂直的平面内管子之间缩小的流道截面来计算。

##### 5.4.1 光管顺列管组的阻力系数

按下式确定光管顺列管组的阻力系数  $\xi$ , 即

$$\xi = \xi_0 Z_L \quad (3.10-262)$$

$\xi_0$  与  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ 、 $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$  和  $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$  以及  $Re$  有关, 查《标准方法》线图 VII-6)

式中:  $Z_L$  为沿管组深度方向的管子排数;  $\xi_0$  为排管子的阻力系数;  $s_1$ 、 $s_2$  为沿管组宽度及深度方向的管子节距, m;  $d$  为管子外径, m。

##### 5.4.2 光管错列管组的阻力系数

按下式确定光管错列管组的阻力系数  $\xi$ , 即

$$\xi = \xi_0 (Z_L + 1) \quad (3.10-263)$$

$\xi_0$  与  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$  和  $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$  以及  $Re$  有关

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}s_1^2 + s_2^2}$$

式中:  $\xi_0$  为排管子的阻力系数;  $s'_2$  为管子对角线节距, m。

在《标准方法》图 VII-7 中可以查出错列管组一排的阻力  $\Delta p$ 。只有当几何特性  $\Psi > 1.7$  及  $3 < \sigma_1 \leq 10$  的拉稀管组,

图Ⅶ-7中查出的是一排管子的阻力系数 $\xi_0$ 。

对于小节距的空气预热器 ( $s'_2/d \leq 1.23$ )，其阻力还应乘上一个修正系数 $K$ ， $K$ 值可按《标准方法》第1章图1-6查。

《标准方法》第1章图1-7所示斜向冲刷光管管组的阻力，也可按上述图表查得，但这时计算速度应按位于管子中心线的平面内管子之间的流通截面 $F$ 进行计算。当冲刷角 $\beta \leq 75^\circ$ 时，其计算阻力值都应引入修正系数 $K=1.1$ 。

#### 5.4.3 错列肋片管组的阻力系数

错列肋片管组的阻力系数按式(3.10-262)计算。在《标准方法》线图Ⅶ-8中可以查得一排管子的基本阻力 $\Delta p_0 = \xi_0 \frac{w^2}{2} \rho$ 值。图中的尺寸 $l$ 按下式计算，即

$$l = \frac{H_1}{H}d + \frac{H_2}{H}\sqrt{\frac{H_2}{2n}} \quad (\text{m}) \quad (3.10-264)$$

$$\frac{H_1}{H} = 1 - \frac{H_2}{H}$$

式中： $H$ 、 $H_1$ 、 $H_2$ 为肋片管的全表面积、肋片之间的光管（支承管）的表面积和肋片的表面积， $\text{m}^2$ ； $H_3$ 为不计端部表面的平肋片表面积， $\text{m}^2$ ； $d$ 为支承管的直径（见图3.10-68）， $\text{m}$ ； $n$ 为肋片总表面积等于 $H_2$ 时管子上的肋片数。

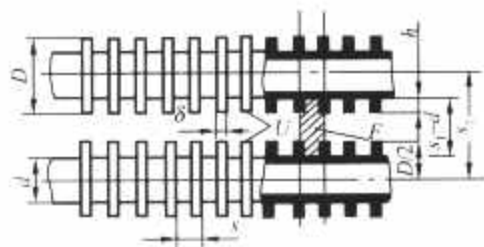


图 3.10-68 横向肋片管计算用的简图

当用 $l$ 值计算的 $Re > 180 \times 10^3$ 时不能采用《标准方法》图Ⅶ-8计算。这时一排管子的阻力系数按下式计算，即

$$\xi_0 = 0.26 \left( \frac{l}{d_{\text{外}}} \right)^{0.3} C_Z \quad (3.10-265)$$

#### 5.4.4 顺列肋片管组的阻力系数

顺列肋片管组的阻力系数按式(3.10-262)计算。在《标准方法》线图Ⅶ-9中可以查得一排管子的基本阻力 $\Delta p_0$ 。图中的参数 $l$ 、 $d_{\text{外}}$ 及 $\Psi$ 等与前文相同。

#### 5.4.5 纵向肋片管错列管组的阻力

纵向肋片管错列管组的阻力按下式计算，即

$$\Delta p = 1.2 \Delta p' \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-266)$$

式中： $\Delta p'$ 为布置相同的光管管组的阻力， $\text{Pa}$ 。当肋片间的间隙 $a < 5\delta$ 时（见由肋片管组成的管组简图图3.10-69），必须另行考虑计算截面被肋片的阻塞程度。

#### 5.4.6 直膜板错列膜式管组的阻力

直膜板错列膜式管组的阻力按下式计算（见由膜式板构成的管组简图图3.10-70），即

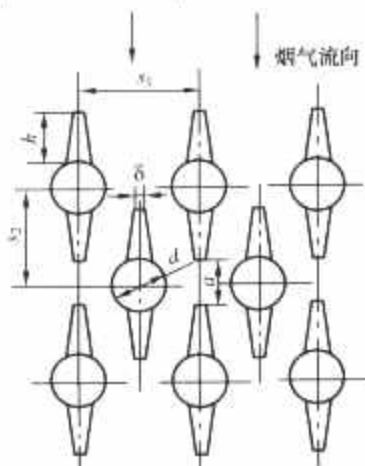


图 3.10-69 由肋片管组成的管组简图

$$\Delta p = 1.1 \Delta p' \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-267)$$

式中： $\Delta p'$ 为同样布置的光管错列管组的阻力， $\text{Pa}$ 。

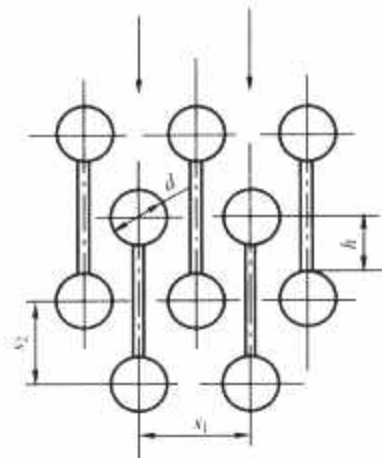


图 3.10-70 由膜式板构成的管组简图

### 5.5 局部阻力计算

任何局部阻力损失实际上总是在有一定长度的流道上发生的，也就是说发生局部阻力这一段流道上的总阻力是按流道的方向和截面形状不变时其摩擦阻力与局部阻力两者之和。因此，在通风计算中还应该计算发生局部阻力这一段流道的摩擦阻力。

局部阻力按式(3.10-256)计算。由于锅炉机组的烟风道截面积很大， $Re$ 数总是相当大的，因此所有的局部阻力系数与 $Re$ 无关。

所有局部阻力系数都取决于它所对应的截面上的计算速度。如果需要将阻力系数换算到对应于另一截面上的速度时，应按下式换算，即

$$\xi_2 = \xi_1 (F_2/F_1)^2 = \xi_1 (w_1/w_2)^2 \quad (3.10-268)$$

#### 5.5.1 截面变化的局部阻力系数

按《标准方法》表Ⅶ-3可计算某些具有一般特性的阻力及某些典型元件的阻力。在表内的图中都注明了阻力系数所对应的速度。

不同结构的烟风道调节挡板在不同开度下的阻力系数可通过实验确定。《标准方法》图Ⅲ-23给出了几种类型的调节挡板门及其特性。

#### 5.5.2 转弯的局部阻力系数

烟风道的转弯可以分为两类。一类称为缓转弯，即其进出口的截面相同，弯头内外两边的弯曲部分是同心圆；不属于缓转弯的弯头称为急转弯。急转弯的形式有许多种。《标准方法》图Ⅲ-14分别示出了不同的转弯形式。有的急转弯形式的特点是弯头内外两边弯曲部分的弯曲半径 $r$ 相同，如果 $r/b=0.4 \sim 0.6$ ，那么其阻力与缓转弯大致相同，而结构却简化了。有的急转弯形式的特点是：弯头内边是圆弧，外边是一条或几条与一圆弧相切的切线。这种形式当弯头中部的尺寸 $b_m$ 和内边弯曲半径 $r_N$ 与流道尺寸 $b$ 的比值都接近于1.0时，阻力系数为最小，接近于缓转弯的阻力。有的急转弯的特点是：弯头的内外两边都用切线代替圆弧，其阻力系数比圆弧形的高一些，但比尖角边的要小得多。内外边都是尖角的急转弯由于其阻力很大，不允许在烟风道的主要区段采用。不得已时可以只将其内边改成圆弧，并使内侧的弯曲半径 $r_N \geq 0.5b$ 。

烟风道中所有的转弯阻力系数按下式计算，即

$$\xi = K \xi_0 B C \quad (3.10-269)$$

式中： $\xi_0$ 为转弯的原始阻力系数，与弯头的形状和相对曲率半径有关； $K$ 为考虑管壁粗糙度影响的系数； $B$ 为与转弯角度有关的系数； $C$ 为与流道截面形状有关的系数。



对于缓转弯和有圆曲内边的急转弯的  $K\xi$  值可按《标准方法》图Ⅶ-15 确定；对于没有圆曲边的急转弯  $K=1.4$ 。系数  $B$  和  $C$  则示于《标准方法》图Ⅶ-16 和图Ⅶ-17 中。当流道截面尺寸较小时及气流速度较低时 ( $Re < 2 \times 10^5$ )，可用《标准方法》图 1-11 中的曲线  $C_k$  来修正缓转弯的阻力系数值。此外，连续布置的急转弯阻力不同于两个孤立的急转弯的阻力。

在管束中的转弯阻力系数可取：180°转弯  $\xi=2.0$ ；90°转弯， $\xi=1.0$ ，同时其气体计算速度应考虑管子对流通截面的阻塞。

其他各种转弯的阻力均可按参考文献《标准方法》计算。

### 5.5.3 分流和合流集箱的阻力系数

在烟风道中应避免装置分流和合流集箱。为了减少压力损失，可用形状较好的三通来替之。如不得已而采用这种集箱时，其对应于集箱进口速度的阻力系数可按《标准方法》给出的公式计算。

三通、四通及其他各种形式的局部阻力系数均可根据《标准方法》计算。

## 5.6 锅炉烟气侧阻力计算

### 5.6.1 一般规定

(1) 为了简化烟气阻力计算程序，所有烟气部件阻力都按在标准状态下的干空气（密度为  $\rho=1.29\text{kg/m}^3$ ）进行计算。前面的各种计算曲线图也都是以此为基础绘制的。到最后在各项阻力相加时再对烟气密度进行修正。

(2) 烟气侧阻力计算的程序：首先按干空气的密度计算全部阻力，再计算各区段的自生通风值；各项阻力乘以修正系数  $K$  值后相加；自生通风不进行修正；最后按阻力与自生通风的代数和来确定供选择引风机用的烟气通道全压降。

(3) 对烟气阻力修正的系数  $K$  值，是考虑烟气流过各区段时的实际工作条件，由一系列实测工业性试验数据整理后所得。但当烟气通道中有大量的积灰堵塞一部分截面时，这些修正系数并不适用。

### 5.6.2 炉膛出口

当炉膛出口处转弯的最小截面上的烟气速度超过  $10\text{m/s}$  ( $90^\circ$  转弯) 或  $7\text{m/s}$  ( $180^\circ$  转弯) 时，就要按第 5.5 节的规定，计算这个转弯的阻力。

### 5.6.3 蛇形管组

蛇形管组是指过热器、再热器、省煤器和屏式受热面。

(1) 在炉膛出口处布置的一排或两排拉稀管的阻力，如其中的烟气速度不超过  $15\text{m/s}$ ，则可不予考虑。

(2) 布置在炉膛出口处的屏的阻力和自生通风值一般可不予考虑。布置在水平烟道中的屏式受热面的阻力，只有当烟速大于  $10\text{m/s}$  时才加以考虑。

考虑到屏式受热面的横向节距比  $\sigma_1$  比纵向节距比  $\sigma_2$  大很多，故可按纵向冲刷来考虑。为简化计算，通道的当量直径可用  $2s_1$  来代替，并考虑到管间积灰增大了其粗糙度，故其摩擦阻力系数可取为  $\lambda=0.04$ 。

(3) 内部有  $90^\circ$  烟气转弯的悬吊式垂直过热器的阻力由三部分组成：

1) 横向冲刷部分，烟速按进口截面计算，排数按管子总排数计算。

2) 纵向冲刷，其计算长度按进口烟窗中心到下部管圈末端之间的距离计算。

3)  $90^\circ$  转弯的阻力。

(4) 在锅炉改装减少受热面时，有时会采用每隔几列管子切去一列管子的办法，这样使管组宽度方向上的节距交替地发生变化。这时应按管组的实际有效截面积来计算烟气的速度，而管子的节距则按未被减稀的值取用。

(5) 蛇形管组和屏式受热面在正常积灰条件下的修正系数按下述建议采用：

1) 布置在水平烟道中的屏和蛇形管组， $K=1.2$ 。

2) 布置在对流竖井中的过热器、再热器和省煤器管组，燃煤时， $K=1.1\sim 1.2$ ；燃油和燃气时， $K=1.0$ （燃油时第一级省煤器考虑到低温腐蚀因素， $K=1.2$ ）。

### 5.6.4 空气预热器

(1) 管式空气预热器。

1) 通常烟气在管内流动的管式空气预热器的烟气阻力由管子的摩擦阻力和进、出口阻力组成。计算中烟速和烟温按计算的那一级的平均值计算，其修正系数取为 1.1。

2) 对于烟气在管子之间流动的卧式空气预热器，其烟气侧的阻力与蛇形管束一样计算，而其修正系数与第一级省煤器一样取用。

(2) 回转式空气预热器。回转式空气预热器填充物通道中的摩擦阻力系数，可按《标准方法》第 1-15 条 B 的规定确定。应该注意到，摩擦阻力系数取决于填充物的制造质量，即波纹的高度。减小波纹的高度将会显著地降低摩擦系数。

通道进、出口阻力不单独考虑。

在计算烟气速度时，只考虑有效截面积，不考虑处在扇形密封板下面的部分截面积。

“热”段及“冷”段的阻力按整个空气预热器的空气及烟气平均流量的条件进行计算，温度取每段中的平均值。

在计算空气预热器的阻力时，不用确定从接口管中的速度过渡到填充物上方容积中的速度和相反（相应于引入和排放出烟气）时，空气预热器端罩中烟气速度变化所引起的压力损失。这个损失以及填充物进出口的阻力由修正系数  $K$  来考虑。

对于回转式空气预热器，当具有有效的吹灰时，对除重油之外的所有燃料，修正系数取用 1，在燃用重油时， $K=1.1$ 。

### 5.6.5 烟道

(1) 自空气预热器到除尘器之间区段的烟道，按锅炉热力计算中排烟的流量和温度进行计算。除尘器到引风机区段和引风机后的烟道，按引风机处的烟气流量和温度进行计算。引风机处的烟气流量  $V_{py}$  按下式计算，即

$$V_{py} = B_1(V_y + \Delta a V^0) \frac{\theta_{py} + 273}{273} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.10-270)$$

式中： $B_1$  为锅炉最大连续蒸发量计算燃料量， $\text{kg/h}$ ； $\Delta a$  为空气预热器后烟道中的漏风系数； $V^0$  为标准状况下的理论空气量， $\text{m}^3/\text{kg}$ ； $V_y$  为在空气预热器后的过量空气系数下，标准状况下每公斤燃料的烟气体积， $\text{m}^3/\text{kg}$ ； $\theta_{py}$  为引风机处的烟气温度， $^\circ\text{C}$ 。

在平衡通风的锅炉中，每  $10\text{m}$  长的钢烟道，漏风系数  $\Delta a=0.01$ ；每  $10\text{m}$  长的砖烟道， $\Delta a=0.05$ ，电气除尘器的漏风系数  $\Delta a=0.10$ ，旋风式或洗涤式除尘器的  $\Delta a=0.05$ 。

(2) 由烟道向周围介质的散热损失引起的烟温降低一般是很微小的，可不加考虑。

(3) 电站锅炉烟道一般都是截面较大而且长度较短，所以摩擦阻力较小，烟道总阻力中局部阻力是主要的。因此，

烟道摩擦阻力的计算可以简化。

如烟道长度和烟速都不大时 ( $l \leq 100\text{m}$ ,  $w \leq 15\text{m/s}$ ), 摩擦阻力系数可采用本章第5.3节中的简化数据。

(4) 烟道的局部阻力是由转弯、分叉、变截面和挡板引起的。对于某些局部阻力也可作简化计算: 例如烟速不超过  $25\text{m/s}$  时,  $90^\circ$  缓转弯的阻力系数可取为定值  $\xi = 0.3$ ;  $R/d \geq 1.5$  的  $90^\circ$  焊接急转弯, 可取  $\xi = 0.4$ ; 截面急剧改变不超过  $15\%$  的阻力可不予考虑; 截面平缓减小 (扩散角  $\alpha \leq 45^\circ$  的收缩管和截面平缓扩大不超过  $30\%$ ) 的阻力也可以不予考虑。

#### 5.6.6 自生通风

(1) 任何烟气通道区段的自生通风值按式 (3.10-257) 计算。

在机械通风的情况下, 由于自生通风值比流动阻力小得多, 所以自生通风可以简化计算, 例如对于垂直烟道, 可以按烟道的总高度和其进、出口烟温的算术平均值来计算自生通风值。

(2) 烟道中的自生通风分两段计算:

1) 由空气预热器出口到引风机后扩散管的终端。

2) 由扩散管的终端后的烟道一直到烟囱的终端。这两个区段的烟温都取用引风机处的烟温。

(3) 在采用自然通风时, 由于自生通风 (包括烟囱的自生通风) 是烟气流动的动力源, 所以必须按烟气通道上具有不同烟温的所有部件分别计算其自生通风值。对全部通道自生通风的代数和应进行大气压力的修正, 即乘以  $\frac{p_0}{101300}$ ,  $p_0$  (Pa) 按锅炉所处海拔查平均大气压力与海拔的关系图 (见图 3.10-71)。

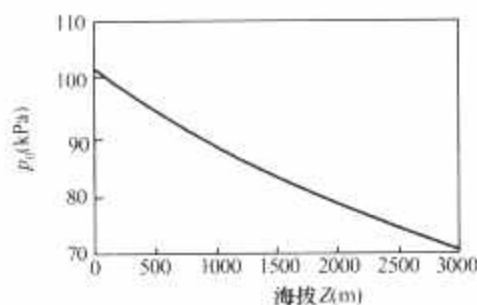


图 3.10-71 平均大气压力与海拔标高的关系

#### 5.6.7 通道的全压降

(1) 如上所述, 烟气通道中所有各项阻力都是按标准状态下干空气的密度计算的, 所以在将各项阻力相加时, 必须对烟气的密度进行修正。同时还应对烟气中的含尘量和烟气通道中的压力进行修正。考虑了这三种修正之后的烟气通道总阻力按下式计算, 即

$$\Sigma \Delta p = [\Sigma \Delta p_1 (1 + \mu) + \Sigma \Delta p_2] \times \frac{p_0}{1.29} \times \frac{101300}{p_y} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-271)$$

$$p_y = p_0 - \Sigma \Delta p' \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-272)$$

$$\mu = \frac{A_{ar} a}{100 \rho_0 V_y} \quad (\text{kg/kg}) \quad (3.10-273)$$

式中:  $\Sigma \Delta p_1$  为从炉膛到除尘器之间的烟道总阻力 (不包括自生通风), Pa;  $\Sigma \Delta p_2$  为除尘器之后 (包括除尘器) 的烟气总阻力, Pa;  $p_y$  为烟道中的烟气平均有效压力, Pa;  $\mu$  为烟气中灰的质量分数, kg/kg;  $\rho_0$  为烟气折算密度, 同式 (3.10-257);  $\Sigma \Delta p'$  为未经修正的吸入侧烟道的总计算阻力, Pa;  $p_0$  为平均大气压力, Pa; 根据锅炉房位置的海拔  $Z$  按图 3.10-71 查取。对于地处高海拔地区的锅炉, 进行通风计算时必须考虑  $p_0$  值小于  $101.3\text{kPa}$  的修正。只有当  $Z$  不超

过  $200\text{m}$  时, 则在计算中可不考虑大气压力的降低, 即采用  $p_y = 101.3\text{kPa}$ ;  $A_{ar}$  为收到基燃料灰分, %;  $a$  为炉膛出口带出的灰分份额, 对固态排渣煤粉炉,  $a = 0.95$ ;  $V_y$  为从炉膛到除尘器的平均过量空气系数下, 标准状况下烟气的总容积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

在  $10^3 \frac{a A_{ar}}{Q_{kt,v,ad}} < 1.43$  时, 不需对烟气中的含尘量进行修正。其中  $Q_{kt,v,ad}$  为燃料收到基低位发热量 ( $\text{kJ/kg}$ )。

(2) 根据上述各点, 在平衡通风时烟气通道的全压降按下式确定, 即

$$\Sigma \Delta p_s = p''_1 + \Sigma \Delta p - \Sigma p_{ss} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-274)$$

式中:  $p''_1$  为为防止烟气向炉外泄漏所必需的炉膛出口负压, 一般采用  $p''_1 = 30\text{Pa}$ ;  $\Sigma p_{ss}$  为烟气通道中自生通风的总和 (包括烟囱), Pa。

如果炉膛的烟气出口不是处在最高点位置, 则  $p''_1$  值应按下式计算, 即

$$p''_1 = 20 + 9.5 \Delta Z \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-275)$$

式中:  $\Delta Z$  为从炉膛最高点到烟气出口截面中心的垂直距离, m。

#### 5.6.8 微正压锅炉和带有烟气再循环锅炉的烟气侧阻力计算特点

(1) 对于微正压锅炉, 通道的阻力应采用等于空气和烟气通道区段的阻力之和。通道的全压降按式 (3.10-284) 确定, 通道压力的修正按式 (3.10-280) 进行。

(2) 当采用烟气再循环时, 从再循环烟气返回锅炉的点到烟气抽取点的锅炉烟道阻力按考虑烟气再循环在内的烟气量来计算。

### 5.7 锅炉空气侧阻力计算

#### 5.7.1 一般规定

(1) 空气侧的计算与烟气侧一样, 也是按锅炉机组的最大连续蒸发量负荷进行的。

(2) 空气侧阻力计算的程序: 先计算各区段的阻力, 最后再对全部通道的总阻力进行压力修正。通道的自生通风也单独进行计算。

#### 5.7.2 冷风道

(1) 送风机自锅炉房吸入的冷风温度  $t_{lk}$  一般根据热力计算标准方法取为  $30^\circ\text{C}$ 。对某些具体工程也可按当地条件采用其他温度。送风机吸入的冷风量按下式计算, 即

$$V_{lk} = B_l V^0 (a_l - \Delta a_l - \Delta a_t + \Delta a_f) \times \frac{t_{lk} + 273}{273} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.10-276)$$

式中:  $B_l$  为锅炉最大连续蒸发量计算燃料量,  $\text{kg/h}$ ;  $V^0$  为标准状况下理论燃烧空气量,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $a_l$  为炉膛过量空气系数;  $\Delta a_l$  为炉膛漏风系数;  $\Delta a_t$  为制粉系统漏风系数;  $\Delta a_f$  为空气预热器漏风系数 (空气预热器烟气侧漏入的空气量)。

(2) 当冷风道的全压降  $\Sigma \Delta p_k < 10^4 \text{Pa}$  时, 可不考虑空气在送风机中的温度升高。当  $\Sigma \Delta p_k \geq 10^4 \text{Pa}$  时, 空气在送风机中的温度升高按下式计算, 即

$$\Delta t = \frac{\Sigma \Delta p_k}{1000} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.10-277)$$

(3) 当空气预热器有部分热风再循环, 但没有专用的再循环风机时, 计算送风量时应在式 (3.10-276) 的括号内再加上相对再循环热风量  $\beta$ , 且空气温度  $t_{lk}$  应改为被再循环风加热后的空气温度  $t'_{lk}$ 。以此风量计算从送风机到空气预热器的风道及引入再循环风以后的吸入风道区段。吸入风道的



其余部分仍按式(3.10-276)计算。

(4) 风道的阻力计算与烟道一样,主要是确定其局部阻力。在风速小于10m/s时可不考虑其摩擦阻力。当风速为10~20m/s时,其摩擦阻力可作近似计算,即对无内衬的钢风道,可近似地采用摩擦阻力系数为 $\lambda=0.02$ 。

当空气速度不超过20m/s时,风道的局部阻力也可与烟道一样进行简化计算。

### 5.7.3 空气预热器

(1) 在回转式空气预热器中,烟气和空气都流经同一个通道,所以空气侧的阻力计算与烟气侧的计算完全相同。

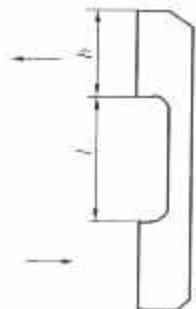


图 3.10-72 空气预热器转折风箱结构简图

(2) 对于空气在管外流动的立式空气预热器,空气侧的阻力由横向冲刷管子的阻力和在风箱中转弯的阻力组成。当转弯进、出口截面之间的距离 $l/b \geq 1.0$ 时(如空气预热器转折风箱结构简图图3.10-72),转弯的阻力可按两个连续的90°转弯阻力来确定,每个90°转弯的阻力系数 $\xi=0.9$ ,并需对风道结构尺寸进行修正;当 $l/b < 1.0$ 时,转弯的阻力系数可取为 $\xi=3.5$ 。

180°转弯的计算速度按进口、转弯中部(转折风箱的横截面)和出口三个截面用下式计算的平均值计算,即

$$F = \frac{3}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}} \quad (\text{m}^2) \quad (3.10-278)$$

而90°转弯则按进、出口两个截面上的平均流速计算。进、出口截面积的计算不考虑管子的阻塞,采用风箱的尺寸。

管式空气预热器空气侧的总阻力修正系数,在空气流程数不大于2时采用 $K=1.05$ ,在空气流程数大于2时采用 $K=1.15$ 。

对于空气在管内流动的卧式空气预热器,其空气侧的阻力由管子的摩擦阻力、转折风箱中的转弯阻力和管子进出口的阻力组成。风箱中的转弯阻力计算与立式空气预热器烟气侧的转弯阻力计算相同。这种空气预热器空气侧的总阻力修正系数采用 $K=1.1$ 。

### 5.7.4 热风道

(1) 热风量按下式确定,即

$$V_{rk} = B_1 V^0 (a_1 - \Delta a_1 - \Delta a_2) \frac{t_{rk} + 273}{273} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.10-279)$$

从空气预热器到燃烧器或到向制粉系统供给部分热风的抽出点的风道都按此风量来计算。送到制粉系统的风量根据制粉系统的计算数据确定。而风道的其余部分根据余下的热风风量进行计算。

(2) 如由热风道中抽取部分热风在空气预热器中再循环时,由空气预热器到再循环风抽出点之间的风道部分应按增加后的风量计算。

(3) 热风道的阻力计算按烟道计算中所采用的全部简化方法来进行。

### 5.7.5 燃烧装置

(1) 煤粉燃烧时燃烧器的阻力包括空气进入炉膛时的出口动压损失;而在层燃时燃烧装置的阻力等于炉排分室通风集箱、炉排本身和炉排上燃料层的阻力。

(2) 直流式燃烧器二次风的阻力按式(3.10-256)计算,式中阻力系数 $\xi \approx 1.5$ (包括出口动压损失)。

对于其他形式的燃烧器, $\xi$ 值可查有关的资料。

### 5.7.6 自生通风

(1) 高度差为 $\Delta Z$ 的任一空气通道区段的自生通风按式(3.10-257)计算。

(2) 一般只需计算两个空气通道区段的自生通风。第一段为空气预热器;第二段为全部热风道,计算高度采用等于空气预热器热风道出口与燃烧室进口(燃烧器的轴向中心线或炉排表面)之间的标高差。当采用垂直轴的再生式空气预热器时,由于其高度很小,可不必单独计算其自生通风,而只需将其一半高度合并到热风道的计算高度中去。

### 5.7.7 通道的全压降

(1) 空气通道总阻力只需对压力进行修正。当空气通道总阻力 $\Sigma \Delta p > 3000 \text{ Pa}$ 时,压力修正系数等于 $\frac{101300}{p_k}$ ;当 $\Sigma \Delta p < 3000 \text{ Pa}$ 时, $p_k = p_0$ ,即

$$p_k = p_0 + \Sigma \Delta p \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-280)$$

式中: $\Sigma \Delta p$ 为空气通道总阻力,Pa; $p_0$ 为平均大气压力,Pa,与式(3.10-272)同样计算。

(2) 对于微正压锅炉的全部通道,即它的烟气和空气区段的总阻力(不包括自生通风)的压力修正值按 $\frac{101300}{p_k}$ 计算, $p_k$ 值按式(3.10-280)计算。

(3) 空气通道的总阻力按下式计算,即

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p' \times \frac{101300}{p_k} \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-281)$$

式中: $\Sigma \Delta p'$ 为未经修正的压力通道计算总阻力,Pa。

(4) 空气通道的自生通风不需修正。

(5) 空气通道的全压降按下式确定,即

$$\Sigma \Delta p_k = \Sigma \Delta p - p_{\infty} - p_1' \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-282)$$

式中: $p_{\infty}$ 为空气通道中自生通风的总和,Pa; $p_1'$ 为炉膛空气进口标高上的负压,Pa。

$p_1'$ 值通常要比在烟气通道计算中的炉膛出口负压值 $p_1''$ 为大。两者相差炉膛内的自生通风值,可按下式近似地确定,即

$$p_1' = p_1'' + 9.5 \Delta Z - \Delta p_w \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-283)$$

式中: $\Delta p_w$ 为炉膛出口的转弯阻力,Pa; $\Delta Z$ 为从炉膛烟气出口截面最高点到空气进入炉膛的中间截面之间的垂直距离,m。

当炉膛空气进口比烟气出口低时,式中右边取“+”号,反之取“-”号。

(6) 对于微正压锅炉,空气和烟气全部通道的全压降按下式确定,即

$$\Sigma \Delta p = (\Sigma \Delta p - p_{\infty})_k + (\Sigma \Delta p - p_{\infty})_y \mu 9.5 \Delta Z \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-284)$$

式中:角码k代表空气,y代表烟气。当炉膛空气进口比烟气出口低时,式中最后一项取“-”号。

## 5.8 引风机和送风机的选择

### 5.8.1 风机风量和压头的裕量

(1) 选择送风机或引风机时,应使所选出的风机能保证在燃用设计煤种时按锅炉最大连续蒸发量所作的烟风道计算中所确定的风量和全压降,并使在运行时消耗的能量为最小。

(2) 为了保证锅炉能在大气压力波动、燃料品质变化、运行过程中烟风道阻力变化时可靠地运行,也为了保证锅炉在负荷波动时自动调节系统能可靠地工作,以及考虑到风机性能的偏差,在按前面各节所计算出来的风量和全压降选择

风机时，应按表 3.10-16 取用裕量系数。

表 3.10-16 选择送、引风机所用的裕量系数

风机名称	风量裕量系数 $\beta_1$	压头裕量系数 $\beta_2$
送风机和引风机	一般 $\geq 1.10$	一般 $\geq 1.20$
烟气再循环和空气再循环风机	1.05	1.10

风机的风量  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) 是在风机进口截面测量的单位时间内所输送的气体容积。

风机的全压头  $p$  (Pa) 等于风机出口截面与进口截面之间的全压差。

风机的特性曲线是按风机在进口截面处的绝对压力为 101 300 Pa，输送空气的温度为特性曲线上所规定的数值时风机所产生的全压绘制的。

5.8.2 风机功率、风量和压头的计算

(1) 风机所需的功率  $N$  可按特性曲线查取，或按下式计算，即

$$N = \frac{Qp\Phi}{36 \times 10^3 \eta} \quad (\text{kW}) \quad (3.10-285)$$
$$\Phi = 1 - 0.36 \frac{p}{p_i}$$

式中： $\eta$  为给定工况下风机的效率，%； $\Phi$  为风机中气体压缩系数； $p_i$  为风机进口全压，Pa。

(2) 风机所必需的计算风量  $Q$  按其吸入条件（即风机前的压力和温度）来确定，即

$$Q = \beta_1 \frac{V}{n} \times \frac{101\,300}{p_i} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.10-286)$$

式中： $n$  为型号相同的并列运行风机的台数； $p_i$  为风机入口气体静压，Pa； $V$  为在锅炉最大连续蒸发量负荷下的烟气或空气量， $\text{m}^3/\text{h}$ 。

对于送风机，可按式 (3.10-276) 计算；对于引风机，可按式 (3.10-270) 计算。

对于送风机及压头小于 3000 Pa 的其他风机，在式 (3.10-286) 中可用当地大气压力  $p_0$  代替  $p_i$ 。

(3) 必须由风机提升的压头（计算全压）按下式确定，即

$$p_i = \beta_2 \Sigma \Delta p_i \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-287)$$

式中： $\Sigma \Delta p_i$  为在锅炉最大连续蒸发量负荷下通道中的全压降，Pa，按式 (3.10-274) 或式 (3.10-282)、式 (3.10-284) 计算。

为了能按特性曲线来选择风机，必须按下式将风机的计算全压换算到绘制风机特性曲线的条件，即

$$p_i' = K p_i \quad (\text{Pa}) \quad (3.10-288)$$

由于风机特性曲线是对风机输送空气和进口绝对压力为 101 300 Pa 绘制的，所以系数  $K$  应按下式确定，即

$$K = \frac{1.29}{\rho_0} \times \frac{(273+t)}{(273+t_i)} \times \frac{101\,300}{p_i} \quad (3.10-289)$$

式中： $\rho_0$  为输送气体在 0℃ 和 101 300 Pa 压力时的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $t$  为风机前的气体温度，℃； $t_i$  为绘制特性曲线时所用的温度，℃。

(4) 由上述各条所选风机的计算工况  $Q$  和  $p_i'$  应处在风机的特性曲线的最高效率区，其效率一般不应低于风机特性曲线最高效率值的 90%。

在选择离心式风机时，应使参数为  $Q$  和  $p_i'$  的计算点尽可能接近导叶全开时的风机  $Q-H$  曲线。而在选择轴流式风机时，计算点应落在相应于最大效率工况再向上调节 10°~15° 的曲线上。其目的是当锅炉出力比额定负荷较低时，风机仍处在最大效率区内运行。



# 第11章 锅炉可靠性

## 1 锅炉可靠性设计的意义

电站锅炉产品体积大、批量小、可修复、系统复杂、昼夜连续运行,锅炉与锅炉部件的可靠性试验在实验室无法进行。电站锅炉的可靠性试验是电站现场试验,电站现场使用中得出的可靠性数据可以反映使用条件下电站锅炉及锅炉部件的可靠性水平。电站锅炉现场可靠性数据的分析是锅炉可靠性评定的重要技术手段,也是锅炉可靠性设计和可靠性增长的基础工作。国内外现有的锅炉设计方法,可以计算出锅炉的效率,但在设计阶段还给出不出锅炉部件及系统的可靠性特征量。现有的锅炉承压部件强度计算方法,采用了安全系数设计法,可以判断锅炉部件强度设计是否安全,还无法解释有很多锅炉承压部件设计是安全的,但在运行中却发生损坏的现象。电站锅炉结构复杂,承受高温、高压、腐蚀、磨损等工作环境,可靠性设计计算的技术难度很大。统计数据表明,电站锅炉事故引起的非计划停运时间占大容量火电机组非计划停运时间的50%~65%,表明电站锅炉是火电机组可靠性的薄弱环节。研究电站锅炉可靠性的分析技术和锅炉部件与系统的可靠性设计的计算模型,对于提高电站锅炉的可靠性、改进火电机组的可靠性是一项有益的工作。

## 2 锅炉可靠性分析的常用术语及定义

### 2.1 锅炉可靠性常用术语

(1) 可靠性 Reliability。锅炉在规定条件下和规定的时间内完成规定功能的能力。

(2) 维修性 Maintainability。在规定条件下并按规定的程序和手段实施维修时,锅炉在规定的使用条件下,保持或恢复能执行规定功能状态的能力。

(3) 可用性 Availability。在要求的外部资源得到保证的前提下,锅炉在规定的条件下和规定的时刻或时间区间处于可执行规定功能状态的能力。它是锅炉可靠性、维修性和维修保障性的综合反映。这里的外部资源不同于维修资源,它对锅炉的可用性是没有影响的。锅炉广义可靠性为包括锅炉可靠性、维修性的可用性。

(4) 可信性 Dependability。用于表述可用性及其影响因素(可靠性、维修性和保障性)的集合术语。它一般用于非定量描述的场合。

### 2.2 锅炉可靠性分析的时间术语定义

(1) 可用小时(Available Hours, AH)。电站锅炉处于可用状态的小时数。

(2) 运行小时(Service Hours, SH)。电站锅炉与火电机组处于运行状态的小时数。

(3) 备用小时(Reserve Shutdown Hours, RH)。电站锅炉处于备用状态的小时数。

(4) 不可用小时(Unavailable Hours, UH)。电站锅炉处于不可用状态的小时数。

(5) 计划停运小时(Planned Outage Hours, POH)。电

站锅炉处于计划停运状态的小时数。

(6) 计划大修停运小时(Planned overhaul Outage Hours, OOH)。电站锅炉处于计划大修停运状态的小时数。

(7) 计划小修停运小时(Planned Minor Repairing Outage Hours, ROH)。电站锅炉处于计划小修停运状态的小时数。

(8) 节日检修停运小时(Holiday repairing Outage Hours, WOH)。电站锅炉处于节日检修停运状态的小时数。

(9) 非计划停运小时(Unplanned Outage Hours, UOH)。电站锅炉处于非计划停运状态的小时数。

(10) 强迫停运小时(Forced Outage Hours, FOH)。电站锅炉处于强迫停运状态的小时数。

(11) 维护停运小时(Maintenance Outage Hours, MOH)。电站锅炉处于维护停运状态的小时数。

(12) 统计期间小时(Period Hours, PH)。电站锅炉与火电机组处于在使用状态的小时数。

## 3 锅炉可靠性特征量的计算公式

电站锅炉可靠性的统计分析中,采用以下12个可靠性评价指标的计算公式,即

(1) 强迫停运率(FOR) Forced Outage Rate 为

$$FOR = \frac{\text{强迫停运小时}}{\text{运行小时} + \text{强迫停运小时}} \times 100\% \\ = \frac{FOH}{SH + FOH} \times 100\%$$

(2) 可用系数(Availability Factor) AF 为

$$AF = \frac{\text{可用小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% \\ = \frac{AH}{PH} \times 100\%$$

(3) 不可用系数(UF) Unavailability Factor 为

$$UF = \frac{\text{强迫停运小时} + \text{维护停运小时} + \text{计划停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% \\ = \frac{FOH + MOH + POH}{PH} \times 100\%$$

(4) 计划停运系数(POF) Planned Outage Factor 为

$$POF = \frac{\text{计划停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% = \frac{POH}{PH} \times 100\%$$

(5) 非计划停运系数(UOF) Unplanned Outage Factor 为

$$UOF = \frac{\text{非计划停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% = \frac{UOH}{PH} \times 100\%$$

(6) 维护停运系数(MOF) Maintenance Outage Factor 为

$$MOF = \frac{\text{维护停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% = \frac{MOH}{PH} \times 100\%$$

(7) 强迫停运系数(FOF) Forced Outage Factor 为

$$FOF = \frac{\text{强迫停运小时}}{\text{统计期间小时}} \times 100\% = \frac{FOH}{PH} \times 100\%$$

(8) 运行率(SER) Service Rate 为

$$SER = \frac{\text{运行小时}}{\text{运行小时} + \text{强迫停运小时}} \times 100\%$$

$$= \frac{SH}{SH + FOH} \times 100\%$$

(9) 平均计划大修间隔运行时间 (MSTPOO) Mean Service Time to Planned Overhaul Outage 为

$$MSTPOO = \frac{\text{运行小时}}{\text{计划大修次数}} = \frac{SH}{NCO}$$

(10) 平均强迫停运间隔运行时间 (MSTFO) Mean Service Time to Forced Outage 为

$$MSTFO = \frac{\text{运行小时}}{\text{强迫停运次数}} = \frac{SH}{NFO}$$

(11) 平均计划大修停运延续时间 (MPOOD) Mean Planned Overhaul Outage Duration 为

$$MMIOD = \frac{\text{计划大修停运小时}}{\text{计划大修次数}} = \frac{OOH}{NCO}$$

(12) 平均强迫停运延续时间 (MFOD) Mean Forced Outage Duration 为

$$MFOD = \frac{\text{强迫停运小时}}{\text{强迫停运次数}} = \frac{FOH}{NFO}$$

## 4 锅炉可靠性薄弱环节的分析方法

锅炉的不可用时间包括计划停运时间和非计划停运时间两部分。计划停运属于预防维修,是按电力行业标准 DL/T 838—2003《发电企业设备检修导则》安排的。非计划停运属于事故维修,是由于锅炉可靠性问题造成的。锅炉的某个子系统或某个部件损坏后引起电站整台机组非计划停运,即机组不能发电,后果是严重的。通常把非计划停运时间比较长的部件或子系统称为锅炉可靠性的薄弱环节或关键部件、关键子系统。

### 4.1 可靠性薄弱环节统计的基本公式

电站设备可靠性薄弱环节统计中常用以下两个公式来处理现场数据。

(1) 局部非计划停运时间占总体非计划停运时间的百分比 (RUOH), 即

$$RUOH = \frac{\text{局部非计划停运小时数}}{\text{总体非计划停运小时数}} \times 100\%$$

(2) 局部非计划停运次数占总体非计划停运次数的百分比 (RNUO), 即

$$RNUO = \frac{\text{局部非计划停运次数}}{\text{总体非计划停运次数}} \times 100\%$$

### 4.2 火电机组可靠性薄弱环节统计的统计公式

统计和分析大型火电机组的可靠性薄弱环节时,“总体”指的是整台火电机组,“局部”分别指的是锅炉主机、汽轮机主机、发电机主机、燃料储运系统、制粉系统、除灰系统、给水系统、凝结水系统、循环水系统、旁路系统、化学补给水系统、单元机组控制系统、励磁系统、主变压器、电气系统等 26 个系统。

(1) 主机(或系统)的非计划停运时间占整台火电机组非计划停运时间的百分比 (RUOH<sub>s</sub>) 的计算公式为

$$RUOH_s = \frac{UOH(SC)}{UOH(SS)} \times 100\%$$

式中: UOH(SC) 为主机(或系统)的非计划停运小时数; UOH(SS) 为整台火电机组的非计划停运小时数, UOH(SS) =  $\sum UOH(SC)$ 。

(2) 主机(或系统)的非计划停运次数占整台火电机组

非计划停运次数的百分比 (RNUO<sub>s</sub>) 的计算公式为

$$RNUO_s = \frac{NUO(SC)}{NUO(SS)} \times 100\%$$

式中: NUO(SC) 为主机(或系统)的非计划停运次数。

### 4.3 锅炉可靠性薄弱环节的统计公式

统计锅炉的可靠性薄弱环节时,“总体”指的是锅炉,“局部”分别指的是锅炉的部件或子系统。例如,锅炉的部件有水冷壁、省煤器、过热器、再热器、汽包、安全阀、下降管、减温器、燃烧设备、金属构件、空气预热器、加药装置、吹灰装置、炉膛、冷灰斗、炉水循环泵及电动机、管道及阀门等。

(1) 部件的非计划停运时间占锅炉的非计划停运时间的百分比 (RUOH<sub>c</sub>) 的计算公式为

$$RUOH_c = \frac{UOH(SC)}{UOH(SS)} \times 100\%$$

式中: UOH(SC) 为部件非计划停运小时数; UOH(SS) 为锅炉非计划停运小时数, UOH(SS) =  $\sum UOH(SC)$ 。

(2) 部件的非计划停运次数占锅炉的非计划停运次数的百分比 (RNUO<sub>c</sub>) 的计算公式为

$$RNUO_c = \frac{NUO(SC)}{NUO(CC)} \times 100\%$$

式中: NUO(SC) 为部件非计划停运次数; NUO(SS) 为锅炉非计划停运次数, NUO(SS) =  $\sum NUO(SC)$ 。

### 4.4 锅炉部件可靠性薄弱环节的统计公式

统计锅炉的部件的可靠性薄弱环节时,“总体”就指锅炉部件,“局部”指的是该部件的各种故障模式(即损坏方式)。

(1) 部件某一故障模式的非计划停运时间占该部件非计划停运时间的百分比 (RUOH<sub>FC</sub>) 的计算公式为

$$RUOH_{FC} = \frac{UOH(FM)}{UOH(CC)} \times 100\%$$

式中: UOH(FM) 为部件某一故障模式的非计划停运小时数; UOH(CC) 为部件非计划停运小时数, UOH(CC) =  $\sum UOH(FM)$ 。

(2) 部件某一故障模式的非计划停运时间占锅炉非计划停运时间的百分比 (RUOH<sub>FS</sub>) 的计算公式为

$$RUOH_{FS} = \frac{UOH(FM)}{UOH(SC)} \times 100\% = RUOH_{FC} \times RUOH_c$$

式中: UOH(FM) 为部件某一故障模式的非计划停运小时数; UOH(SC) 为锅炉非计划停运小时数。

## 5 锅炉部件可靠性的分析方法

在锅炉及其零部件的可靠性分析和设计中,常用的概率分布有指数分布、正态分布、对数正态分布和威布尔分布。

### 5.1 指数分布

指数分布是一种非常重要的失效分布,其特点是失效率为常数,它不但在电子元器件及机电产品的偶然失效期内普遍使用,而且在复杂系统和整机方面以及机械技术的可靠性领域也得到应用。指数分布在一定条件下,还可以用来描述大型的复杂系统的故障间隔的时间的失效分布。对于有计划检修的可修设备或大量部件构成的系统,其失效分布可近似用指数分布来描述。指数分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{1}{t} \exp\left(-\frac{t}{t}\right) \quad (3.11-1)$$



式中： $\bar{t}$  为某可靠性设计量  $t$ （或某随机变量）的均值。

5.2 正态分布

在概率论和数理统计中，正态分布是最基本的概率分布，它是一切随机现象的概率分布中最常见和应用的最广泛的分布，可用来描述许多自然现象和各种物理现象。许多理论和术语是建立在正态分布之上的；许多由微小因素积累而成的随机变量，如测量误差，机械制造误差等服从正态分布。有些本身不服从正态分布的锅炉可靠性设计量，若标准差与均值之比小于 0.3，则可以近似处理为正态分布。正态分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{1}{S_t \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(t-\bar{t})^2}{2S_t^2}\right] \quad (3.11-2)$$

式中： $t$  为某随机变量  $t$  的均值； $S_t$  为  $t$  的标准差。

5.3 对数正态分布

对数正态分布是指：若寿命  $T$  的对数  $\ln T$  服从正态分布  $N(\mu, \sigma)$ ，则  $T$  服从对数正态分布。在锅炉部件及材料的疲劳寿命、磨损寿命和腐蚀寿命的研究中，对数正态分布应用较多。由概率论可知，当随机变量受许多微小偶然因素乘积的影响时，该随机变量的对数服从正态分布，即该随机变量服从对数正态分布。对数正态分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{1}{tS_{\ln} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\ln t - \theta_1)^2}{2S_{\ln}^2}\right] \quad (3.11-3)$$

式中： $\theta_1$  和  $S_{\ln}$  分别为  $\ln t$ （随机变量  $t$  取自然对数）的均值和标准差。

5.4 威布尔分布

电站锅炉、辅机与控制系统有很多部件的可靠性数据和寿命数据服从威布尔分布。威布尔分布对于锅炉部件的可靠性数据与数据寿命数据的拟合能力很强，在电站锅炉部件可靠性分析和电站锅炉可靠性为中心检修的定量分析中，有很好的应用前景。威布尔分布是工程上最常用的寿命分布，威布尔分布有 2 参数威布尔分布和 3 参数威布尔分布的区别。

(1) 3 参数威布尔分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{m}{\eta} \left(\frac{t-r_0}{\eta}\right)^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{t-r_0}{\eta}\right)^m\right] \quad (3.11-4)$$

式中： $m$  为形状参数； $\eta$  为尺度参数； $r_0$  为位置参数。

(2) 2 参数威布尔分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right] \quad (3.11-5)$$

式中： $m$  为形状参数； $\eta$  为尺度参数。

5.5 锅炉部件可靠性特征量的计算公式

电站锅炉部件的寿命服从 4 种常用的概率分布时，部件的可靠度函数  $R(t)$ 、失效率函数  $\lambda(t)$  和平均寿命的计算公式列于表 3.11-1。

表 3.11-1 常用概率分布的  $R(t)$  和  $\lambda(t)$

分布类型	$R(t)$	$\lambda(t)$	MTBF 和 MTTF
指数分布	$\exp(-\frac{t}{\theta})$	$\frac{1}{\theta}$	$\theta$
正态分布	$\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(t-\bar{t})^2}{2\sigma^2}\right] dt$	$\frac{f(t)}{R(t)}$	$\theta$

续表

分布类型	$R(t)$	$\lambda(t)$	MTBF 和 MTTF
对数正态分布	$\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(\ln t - \bar{\theta})^2}{2\sigma^2}\right] dt$	$\frac{f(t)}{R(t)}$	$\exp\left(\bar{\theta} + \frac{\sigma^2}{2}\right)$
威布尔分布	$\exp\left[-\left(\frac{t-r}{\eta}\right)^m\right]$	$\frac{m}{\eta} \left(\frac{t-r}{\eta}\right)^{m-1}$	$\eta \Gamma\left(\frac{1}{m}+1\right)$

①  $\Gamma$  代表  $\Gamma$  函数值，可在数学手册中查到。

6 锅炉部件和系统可靠性设计的计算模型

6.1 锅炉承压部件的可靠性计算模型

6.1.1 可靠性设计量的分布参数

由于材料特性、制造工艺的离散性和运行参数的随机性，锅炉承压部件的可靠性设计量不是定植而是随机变量。采用实测数据统计法、Taylor 级数展开法和数值计算法，可以确定内径、外径、计算压力、许用应力、焊缝减弱系数等基本设计量  $x_i$  的均值  $\bar{x}_i$  和标准差  $S_{x_i}$ ，也可以确定锅炉承压部件取用壁厚  $S$  的均值  $\bar{S}$  和与标准差  $S_s$ 、最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值  $\bar{S}_{\min}$  和标准差  $S_{s,\min}$ 。由于锅炉承压部件的变异系数  $C_{x_i} = \frac{S_{x_i}}{\bar{x}_i}$ 、 $C_s = \frac{S_s}{\bar{S}}$  和  $C_{s,\min} = \frac{S_{s,\min}}{\bar{S}_{\min}}$  均小于 0.30，基本设计量  $x_i$ 、取用壁厚  $S$  和最小需要壁厚  $S_{\min}$  均可近似处理为正态分布。

6.1.2 强度可靠性设计的计算模型

评价锅炉受热面管子强度可靠性设计的特征量是可靠度。锅炉承压部件强度设计的可靠度  $R_s$  指的是在规定条件下和规定时间内，锅炉承压部件取用壁厚  $S$  大于最小需要壁厚  $S_{\min}$  的概率。用  $f(S)$  表示锅炉承压部件的取用壁厚分布的概率密度函数，用  $g(S_{\min})$  表示锅炉承压部件的最小需要壁厚分布的概率密度函数，根据锅炉承压部件的最小需要壁厚分布和取用壁厚分布的干涉模型（见图 3.11-1），锅炉承压部件强度设计的可靠度  $R_s$  为

$$R_s = P(S \geq S_{\min}) = \int_{-\infty}^{\infty} g(S_{\min}) \left[ \int_{S_{\min}}^{\infty} f(S) dS \right] dS_{\min} \quad (3.11-6)$$

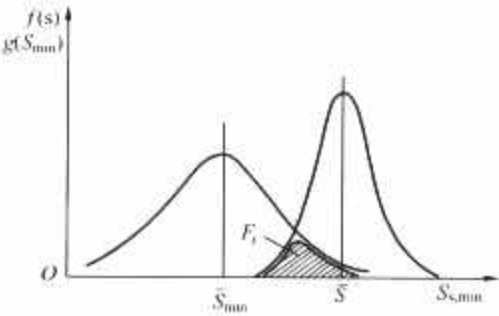


图 3.11-1 最小需要壁厚分布和取用壁厚分布的干涉模型

锅炉承压部件强度设计的不可靠度  $F_i$ （见图 3.11-1 阴影面积）为  $F_i = 1 - R_s$ ，当  $S$  和  $S_{\min}$  独立地服从正态分布时，有

$$f(S_{\min}) = \frac{1}{S_{s,\min} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(S_{\min} - \bar{S}_{\min})^2}{2S_{s,\min}^2}\right] \quad (3.11-7)$$

$$g(S) = \frac{1}{S_s \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(S - \bar{S})^2}{2S_s^2}\right] \quad (3.11-8)$$

式中： $\bar{S}_{\min}$  和  $S_{s,\min}$  分别为最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值和标准差； $\bar{S}$  和  $S_s$  分别为取用壁厚  $S$  的均值和标准差。

利用标准正态分布积分表, 有  $R_s = \phi(\beta)$ ,  $F_s = \phi(-\beta)$  式中

$$\phi(\beta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\beta} \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - \bar{S}_{\min}}{\sqrt{S_s^2 + S_{s,\min}^2}}$$

### 6.1.3 汽包筒体的可靠性计算模型

汽包筒体的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的计算公式为

$$S_{\min} = \frac{pD_n}{2\varphi_{\min}[\sigma] - p} + C \quad (3.11-9)$$

式中:  $S_{\min}$  为最小需要壁厚, 其均值为  $\bar{S}_{\min}$ , 标准差为  $S_{s,\min}$ ;  $p$  为计算压力, 其均值为  $\bar{p}$ , 标准差为  $S_p$ , 变异系数为  $C_p$ ;  $D_n$  为汽包筒体内径, 其均值为  $\bar{D}_n$ , 标准差为  $S_{D_n}$ , 变异系数为  $C_{D_n}$ ;  $\varphi_{\min}$  为最小减弱系数, 其均值为  $\bar{\varphi}_{\min}$ , 标准差为  $S_{\varphi,\min}$ , 变异系数为  $C_{\varphi,\min}$ ;  $[\sigma]$  为许用应力, 其均值为  $[\sigma]$ , 标准差为  $S_{[\sigma]}$ , 变异系数为  $C_{[\sigma]}$ ;  $C$  为附加壁厚, 其均值为  $\bar{C}$ , 标准差为  $S_C$ , 变异系数为  $C_C$ 。

采用 Talor 级数展开法, 汽包筒体的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值  $\bar{S}_{\min}$  和标准差  $S_{s,\min}$  的计算公式分别为

$$S_{\min} = \frac{pD_n}{2\varphi_{\min}[\sigma] - p} + C$$

$$S_{s,\min} = \left\{ \frac{(2\bar{p}\bar{D}_n\bar{\varphi}_{\min}[\sigma])^2}{(2\varphi_{\min}[\sigma] - \bar{p})^4} \left[ C_p^2 + \left(1 - \frac{\bar{p}}{2\varphi_{\min}[\sigma]}\right)^2 C_{D_n}^2 + C_{\varphi,\min}^2 + C_{[\sigma]}^2 \right] + (CC_C)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.11-10)$$

汽包筒体强度设计的可靠度  $R_s$  为

$$R_s = \phi(\beta)$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - \bar{S}_{\min}}{\sqrt{S_s^2 + S_{s,\min}^2}}$$

### 6.1.4 圆筒形集箱筒体的可靠性计算模型

锅炉圆筒形集箱筒体的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的计算公式为

$$S_{\min} = \frac{pD_w}{2\varphi_{\min}[\sigma] + p} + C \quad (3.11-11)$$

式中:  $S_{\min}$  为最小需要壁厚, 其均值为  $\bar{S}_{\min}$ , 标准差为  $S_{s,\min}$ ;  $p$  为计算压力, 其均值为  $\bar{p}$ , 标准差为  $S_p$ , 变异系数为  $C_p$ ;  $D_w$  为集箱筒体外径, 其均值为  $\bar{D}_w$ , 标准差为  $S_{D_w}$ , 变异系数为  $C_{D_w}$ ;  $\varphi_{\min}$  为最小减弱系数, 其均值为  $\bar{\varphi}_{\min}$ , 标准差为  $S_{\varphi,\min}$ , 变异系数为  $C_{\varphi,\min}$ ;  $[\sigma]$  为许用应力, 其均值为  $[\sigma]$ , 标准差为  $S_{[\sigma]}$ , 变异系数为  $C_{[\sigma]}$ ;  $C$  为附加壁厚, 其均值为  $\bar{C}$ , 标准差为  $S_C$ , 变异系数为  $C_C$ 。

采用 Talor 级数展开法, 锅炉圆筒形集箱筒体的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值  $\bar{S}_{\min}$  和标准差  $S_{s,\min}$  的计算公式分别为

$$S_{\min} = \frac{pD_w}{2\varphi_{\min}[\sigma] + p} + C$$

$$S_{s,\min} = \left\{ \frac{(2\bar{p}\bar{D}_w\bar{\varphi}_{\min}[\sigma])^2}{(2\varphi_{\min}[\sigma] + \bar{p})^4} \left[ C_p^2 + \left(1 + \frac{\bar{p}}{2\varphi_{\min}[\sigma]}\right)^2 C_{D_w}^2 + C_{\varphi,\min}^2 + C_{[\sigma]}^2 \right] + (CC_C)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.11-12)$$

锅炉圆筒形集箱筒体强度设计的可靠度  $R_s$  为

$$R_s = \phi(\beta)$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - \bar{S}_{\min}}{\sqrt{S_s^2 + S_{s,\min}^2}}$$

### 6.1.5 管子和管道的可靠性计算模型

锅炉受热面管子和锅炉范围内管道的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的计算公式为

$$S_{\min} = \frac{pD_w}{2\varphi_h[\sigma] + p} + C \quad (3.11-13)$$

式中:  $S_{\min}$  为最小需要壁厚, 其均值为  $\bar{S}_{\min}$ , 标准差为  $S_{s,\min}$ ;  $p$  为计算压力, 其均值为  $\bar{p}$ , 标准差为  $S_p$ , 变异系数为  $C_p$ ;  $D_w$  为管子或管道的外径, 其均值为  $\bar{D}_w$ , 标准差为  $S_{D_w}$ , 变异系数为  $C_{D_w}$ ;  $\varphi_h$  为焊缝减弱系数; 其均值为  $\bar{\varphi}_h$ , 标准差为  $S_{\varphi_h}$ , 变异系数为  $C_{\varphi_h}$ ;  $[\sigma]$  为许用应力, 其均值为  $[\sigma]$ , 标准差为  $S_{[\sigma]}$ , 变异系数为  $C_{[\sigma]}$ ;  $C$  为附加壁厚, 其均值为  $\bar{C}$ , 标准差为  $S_C$ , 变异系数为  $C_C$ 。

采用 Talor 级数展开法, 锅炉受热面管子或锅炉范围内管道的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值  $\bar{S}_{\min}$  和标准差  $S_{s,\min}$  的计算公式分别为

$$S_{\min} = \frac{pD_w}{2\varphi_h[\sigma] + p} + C$$

$$S_{s,\min} = \left\{ \frac{(2\bar{p}\bar{D}_w\bar{\varphi}_h[\sigma])^2}{(2\varphi_h[\sigma] + \bar{p})^4} \left[ C_p^2 + \left(1 + \frac{\bar{p}}{2\varphi_h[\sigma]}\right)^2 C_{D_w}^2 + C_{\varphi_h}^2 + C_{[\sigma]}^2 \right] + (CC_C)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.11-14)$$

锅炉受热面管子和锅炉范围内管道强度设计的可靠度  $R_s$  为

$$R_s = \phi(\beta)$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - \bar{S}_{\min}}{\sqrt{S_s^2 + S_{s,\min}^2}}$$

### 6.1.6 凸形封头的可靠性计算模型

椭球封头和球形封头的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的计算公式为

$$S_{\min} = \frac{pD_n Y}{2\varphi[\sigma] - p} + C \quad (3.11-15)$$

式中:  $S_{\min}$  为最小需要壁厚, 其均值为  $\bar{S}_{\min}$ , 标准差为  $S_{s,\min}$ ;  $p$  为计算压力, 其均值为  $\bar{p}$ , 标准差为  $S_p$ , 变异系数为  $C_p$ ;  $D_n$  为封头内径, 其均值为  $\bar{D}_n$ , 标准差为  $S_{D_n}$ , 变异系数为  $C_{D_n}$ ;  $\varphi$  为封头减弱系数, 其均值为  $\bar{\varphi}$ , 标准差为  $S_{\varphi}$ , 变异系数为  $C_{\varphi}$ ;  $[\sigma]$  为许用应力, 其均值为  $[\sigma]$ , 标准差为  $S_{[\sigma]}$ , 变异系数为  $C_{[\sigma]}$ ;  $C$  为附加壁厚, 其均值为  $\bar{C}$ , 标准差为  $S_C$ , 变异系数为  $C_C$ ;  $Y$  为形状系数, 其均值为  $\bar{Y}$ , 标准差为  $S_Y$ , 变异系数为  $C_Y$ 。

采用 Talor 级数展开法, 凸形封头的最小需要壁厚  $S_{\min}$  的均值  $\bar{S}_{\min}$  和标准差  $S_{s,\min}$  的计算公式分别为

$$S_{\min} = \frac{pD_n Y}{2\varphi[\sigma] - p} + C$$

$$S_{s,\min} = \left\{ \frac{(2\bar{p}\bar{D}_n\bar{\varphi}[\sigma]\bar{Y})^2}{(2\varphi[\sigma] - \bar{p})^4} \left[ C_p^2 + \left(1 - \frac{\bar{p}}{2\varphi[\sigma]}\right)^2 C_{D_n}^2 + C_{\varphi}^2 + C_{[\sigma]}^2 + C_Y^2 \right] + (CC_C)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.11-16)$$

锅炉汽包凸形封头强度设计的可靠度  $R_s$  为

$$R_s = \phi(\beta)$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - \bar{S}_{\min}}{\sqrt{S_s^2 + S_{s,\min}^2}}$$

### 6.1.7 平端盖的可靠性计算模型

圆形平端盖的最小需要壁厚  $S_{l,\min}$  的计算公式为

$$S_{l,\min} = kD_n \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

式中:  $S_{l,\min}$  为最小需要壁厚, 其均值为  $\bar{S}_{l,\min}$ , 标准差为  $S_{l,\min}$ ;  $p$  为计算压力, 其均值为  $\bar{p}$ , 标准差为  $S_p$ , 变异系数为  $C_p$ ;  $D_n$  为与平端盖相连接处的集箱筒体的内径, 其均值为  $\bar{D}_n$ , 标准差为  $S_{D_n}$ , 变异系数为  $C_{D_n}$ ;  $[\sigma]$  为许用应



力,其均值为 $[\sigma]$ 、标准差为 $S_{[\sigma]}$ ,变异系数为 $C_{[\sigma]}$ ;  $k$ 为GB/T 9222—2008给定的系数,其标准差为 $S_k=0$ 。

采用Talor级数展开法,集箱圆形平端盖的最小需要壁厚 $S_{l,\min}$ 的均值 $\bar{S}_{l,\min}$ 和标准差 $S_{l,\min}$ 的计算公式分别为

$$\begin{aligned} S_{l,\min} &= k\bar{D}_n\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \\ S_{l,\min} &= \bar{S}_{l,\min}\sqrt{C_{D_n}^2 + \frac{1}{4}(C_p^2 + C_{[\sigma]}^2)} \end{aligned} \quad (3.11-17)$$

锅炉集箱圆形平端盖强度设计的可靠度 $R_l$ 为

$$\begin{aligned} R_l &= \Phi(\beta) \\ \beta &= \frac{\bar{S}_l - \bar{S}_{l,\min}}{\sqrt{S_l^2 + S_{l,\min}^2}} \end{aligned}$$

### 6.1.8 平堵头和盖板的可靠性计算模型

圆形平堵头、圆形盖板或椭圆盖板的最小需要壁厚 $S_{l,\min}$ 的计算公式为

$$S_{l,\min} = 0.55k_1L\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \quad (3.11-18)$$

式中: $S_{l,\min}$ 为最小需要壁厚,其均值为 $\bar{S}_{l,\min}$ 、标准差为 $S_{l,\min}$ ;  $p$ 为计算压力,其均值为 $\bar{p}$ 、标准差为 $S_p$ 、变异系数为 $C_p$ ;  $[\sigma]$ 为许用应力,其均值为 $[\sigma]$ 、标准差为 $S_{[\sigma]}$ ,变异系数为 $C_{[\sigma]}$ ;  $L$ 为计算尺寸,其均值为 $\bar{L}$ 、标准差为 $S_L$ ,变异系数为 $C_L$ ;对于圆形平堵头和圆形盖板, $L=D_n$ ,这里 $D_n$ 为圆孔的内径,其均值为 $\bar{D}_n$ 、变异系数为 $C_{D_n}$ ,则有 $\bar{L}=\bar{D}_n$ ,  $C_L=C_{D_n}$ ;对于椭圆形盖板, $L=2b$ ,此处 $b$ 为椭圆孔的短半轴,其均值为 $\bar{b}$ 、变异系数为 $C_b$ ,则有 $\bar{L}=2\bar{b}$ ,  $C_L=C_b$ ;  $k_1$ 为GB/T 9222—2008给定的系数,其标准差为 $S_{k_1}=0$ 。

采用Talor级数展开法圆形平堵头、圆形盖板或椭圆盖板的最小需要壁厚 $S_{l,\min}$ 的均值 $\bar{S}_{l,\min}$ 和标准差 $S_{l,\min}$ 的计算公式分别为

$$\begin{aligned} S_{l,\min} &= 0.55k_1\bar{L}\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \\ S_{l,\min} &= \bar{S}_{l,\min}\sqrt{C_{L_1}^2 + \frac{1}{4}(C_p^2 + C_{[\sigma]}^2)} \end{aligned} \quad (3.11-19)$$

圆形平堵头、圆形盖板或椭圆盖板强度设计的可靠度 $R_l$ 为

$$\begin{aligned} R_l &= \Phi(\beta) \\ \beta &= \frac{\bar{S}_l - \bar{S}_{l,\min}}{\sqrt{S_l^2 + S_{l,\min}^2}} \end{aligned}$$

## 6.2 锅炉非承压部件的可靠性计算模型

### 6.2.1 易损件的可靠性计算模型

锅炉的燃烧器、受热面防磨罩等部件损坏频繁、经常更换,是锅炉的易损件。锅炉易损件的可靠性计算采用运行历史寿命数据统计法。通常,锅炉易损件的寿命数据服从3参数威布尔分布,其可靠度函数 $R(t)$ 的计算公式为

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t-r_s}{\eta}\right)^m\right]$$

式中: $m$ 为形状参数; $\eta$ 为尺度参数; $r_s$ 为位置参数。

### 6.2.2 耐用件可靠度的计算模型

有些寿命很长的锅炉部件称为耐用件,其在电站运行的失效寿命数据很少。通过寿命数据的统计分析来确定失效的分布类型和分布参数尚有一定困难,可用非参数法来确定这些零件 $S_0$ 的可靠度。根据可靠性理论,有

$$R_{S_0} = \left\{1 + \frac{r+1}{m+r} F_\alpha[2(r+1), 2(m+r)]\right\}^{-1} \quad (3.11-20)$$

式中: $m$ 为零件数目; $r$ 为损坏零件的数目; $\alpha$ 为显著性水平。

## 6.3 锅炉系统的可靠性设计的计算模型

### 6.3.1 串联系统的可靠度

由 $m$ 个零件组成的串联子系统 $S_i$ 的可靠度 $R_{si}$ 为

$$R_{si} = \prod_{j=1}^m R_{s_{ij}} \quad (3.11-21)$$

### 6.3.2 并联系统的可靠度

由 $m$ 个零件组成的并联子系统 $S_i$ 的 $R_{si}$ 为

$$R_{si} = 1 - \prod_{j=1}^m (1 - R_{s_{ij}}) \quad (3.11-22)$$

### 6.3.3 子系统的可靠度

锅炉燃料及燃烧系统,回转式空气预热器及电动机,锅炉控制和保护系统,锅炉吹灰、排污及疏水系统,都是由串联部分或串联部分与并联部分组成的混联子系统。将混联子系统中串联部分或并联部分简化成等效单元后,按式(3.11-21)或式(3.11-22)确定各等效单元的可靠度。然后,借助可靠性框图将混联子系统等效为串联子系统或并联于系统,再确定子系统 $S_i$ 的 $R_{si}$ 。

### 6.3.4 锅炉主机的可靠度

锅炉主机是由水冷壁、省煤器、过热器、再热器、汽包、安全阀、下降管、减温器、燃烧设备、金属构件、回转式空气预热器及电动机、加药装置、吹灰装置、炉膛、冷灰斗、炉水循环泵及电动机、管道及阀门、自动控制子系统等部件或子系统组成的串联系统,按式(3.11-21)计算锅炉主机可靠度。

### 6.3.5 锅炉系统的可靠度

锅炉系统是由锅炉主机、燃料储运系统、制粉系统、除灰系统、烟风系统等组成的串联系统,按式(3.11-21)计算锅炉系统可靠度。

## 7 计算实例

【例11-1】某型号600MW锅炉,可用系数AF、强迫停运率FOR和计划停运系数POF的统计结果列于表3.11-2,锅炉可靠性薄弱环节的统计结果列于表3.11-3。

表3.11-2 某型号600MW锅炉可靠性的统计结果

可靠性特征量	AF (%)	FOR (%)	POF (%)
第1年	83.08	3.17	14.39
第2年	78.06	1.43	19.43
第3年	87.78	0.35	11.41
第4年	87.4	0.11	12.51
第5年	94.59	0.64	4.81

表3.11-3 某型号600MW锅炉可靠性薄弱环节的统计结果

部件或子系统名称	RUOHC (%)	按RUOHC排序	RNUOC (%)	按RNUOC排序
水冷壁	30.05	1	25.93	1
过热器	13.22	2	9.26	2
给水管道上阀门	11.59	3	4.63	7
减温水管道上阀门	7.47	4	9.26	3
安全阀	7.26	5	6.48	4
减温器	7.05	6	3.7	11
蒸汽管道	4.57	7	5.56	6
回转式空气预热器	4.56	8	4.63	8

续表

部件或子系统名称	RUOHC (%)	按 RUOHC 排序	RNUOC (%)	按 RNUOC 排序
燃烧设备	3.69	9	6.48	5
再热器	3.49	10	4.63	9
省煤器	2.98	11	1.85	13
汽水分离器	1.44	12	2.78	12
空气预热器电动机	0.5	13	4.63	10
吹灰器	0.39	14	1.85	14
其他	1.74		8.33	
小计	100		100	

【例 11-2】 某型号 350MW 锅炉过热器，从 1987 年投运至 1995 年，发生 7 次过热器爆管事故，主要故障模式为一级过热器爆管和分隔屏过热器爆管。7 个寿命数据为 66 048、66 068.5、67 096、66 148.5、67 192、66 160.5、66 180h。经可靠性统计分析，这些寿命数据服从以 3 参数威布尔分布，形状参数  $m = 0.637\ 2$ ，特征参数  $\eta = 861.921\ 9$ ，位置参数  $r_s = 65\ 983.5$ ，平均寿命  $MTTF = 67\ 188.01h$ 。对应可靠度为 95% 的可靠寿命为 65 991.65h。

【例 11-3】 某型号锅炉汽包筒体，筒体材料 BHW35 (13MnNiMoNb)，计算壁温  $t_w = 350^{\circ}C$ ，按照 GB/T 9222—2008，取用壁厚不小于最小需要壁厚。由于  $\bar{S} = 90mm$ ， $S_{min} = 86.35mm$ ，即  $\bar{S} \geq S_{min}$ ，常规设计校核强度合格。使用可靠性设计法分析锅筒筒体强度设计的可靠度，计算得

$$\beta = \frac{\bar{S} - S_{min}}{\sqrt{S_k^2 + S_{k,min}^2}} = \frac{90 - 86.35}{\sqrt{0.5^2 + 0.85^2}} = 3.70, R_s = 0.999\ 89$$

【例 11-4】 某型号锅炉一级过热器出口集箱，集箱筒体材料为 12Cr1MoV，计算壁温为  $550^{\circ}C$ 。先用常规设计法校核集箱筒体强度设计的安全性，按照 GB/T 9222—1988，

取用壁厚不小于最小需要壁厚。因为  $\bar{S} = 45mm$ ， $S_{min} = 43.11mm$ ，即  $\bar{S} \geq S_{min}$ ，常规设计校核强度合格。再用可靠性设计法分析集箱筒体强度设计的可靠度，可靠性设计分析结果如下：

(1) 原设计  $\bar{S} = 45mm$ ，计算得

$$\beta = \frac{\bar{S} - S_{min}}{\sqrt{S_k^2 + S_{k,min}^2}} = \frac{45 - 43.11}{\sqrt{1.5^2 + 1.30^2}} = 0.95$$

$R_s = 0.828\ 9$ ，原设计可靠度偏低。

(2) 改进设计，取  $\bar{S} = 50mm$ ，计算得

$$\bar{S}_{min} = 43.61mm, S_{k,min} = 1.30mm$$

$$\beta = \frac{\bar{S} - S_{min}}{\sqrt{S_k^2 + S_{k,min}^2}} = \frac{50 - 43.61}{\sqrt{1.672^2 + 1.30^2}} = 3.02$$

$R_s = 0.998\ 7$ ，改进设计后，该集箱强度设计的可靠度提高约 17 个百分点。

锅炉可靠性的 34 个术语定义和锅炉可靠性的 12 个锅炉可靠性特征量的计算公式，可以用来评价锅炉的可靠性水平。集中力量对可靠性的薄弱环节进行研究和改进，集中力量采取对策预防或消除危害性比较大的锅炉部件的故障模式，可以有效地提高锅炉的可靠性水平。锅炉的可靠性分析，可以为锅炉可靠性设计积累基础数据，也可以为锅炉优化状态检修提供依据。

锅炉部件和系统的可靠性设计的计算模型，以现有的设计规范和历史数据为基础，考虑了设计量和运行数据离散性的影响，使得考虑问题更符合工程实际情况。使用锅炉可靠性设计的计算模型，可以在设计阶段定量确定锅炉承压部件、锅炉非承压易损件、锅炉非承压耐用件、锅炉子系统、锅炉主机和锅炉系统的可靠性，为锅炉部件与系统的可靠性分析、可靠性设计和可靠性改进提供了依据。



# 第 12 章 典型亚临界压力锅炉

## 1 300MW 自然循环锅炉

300MW 等级亚临界自然循环汽包锅炉，在我国经历了一个完整的技术引进、消化吸收、自主创新和完善改进的过程。国产第一台 300MW 亚临界自然循环汽包锅炉于 1985 年在山东邹县电厂投运，并荣获国家质量金奖和国家科技进步一等奖。经过二十余年的不断改进，锅炉性能不断完善，制造水平不断提高，运行效果良好，投运的 300MW 等级亚临界自然循环汽包锅炉已达二百余台之多，成为我国目前火力发电的主力锅炉机组之一。在燃烧方式上，切圆燃烧方式占大多数，还有少量的锅炉采用对冲燃烧或 W 型火焰燃烧方式。在燃料方面，可燃用无烟煤、贫煤、烟煤、劣质烟煤、褐煤和重油等。从 1992 年起，国产 300MW 等级亚临界自然循环锅炉已出口至伊朗、印度、印度尼西亚、越南等国家和地区，到目前为止数量已达二十余台，具有相当的国际声誉。

在本节中，将以 DG1025/18.2-Ⅱ4 型锅炉为例，介绍 300MW 等级亚临界自然循环汽包锅炉的典型参数和结构。

### 1.1 锅炉参数

锅炉为亚临界参数、单炉膛  $\Pi$  型布置、自然循环汽包锅炉。四角切圆燃烧、固态排渣、平衡通风、全钢架、全悬吊结构、主蒸汽和再热蒸汽的流量及参数，可以与 300MW 亚临界压力、一次中间再热汽轮机相匹配。典型的锅炉参数见表 3.12-1。

表 3.12-1 典型的 300MW 等级亚临界自然循环汽包锅炉的参数

	单位	BMCR 工况	ECR 工况
过热蒸汽			
过热蒸汽蒸发量	t/h	1025	914.1
过热蒸汽出口压力	MPa (g)	17.4	17.20
过热蒸汽出口温度	℃	540	540
再热蒸汽			
再热蒸汽流量	t/h	844.1	758.1
再热蒸汽进/出口压力	MPa (g)	3.8/3.62	3.41/3.24
再热蒸汽进/出口温度	℃	327/540	316/540
给水温度	℃	280	272
进口空气温度	℃	20	20
一次风出口空气温度	℃	352	348
二次风出口空气温度	℃	359	354

### 1.2 燃料情况

该型锅炉适用于一般的烟煤和干燥无灰基挥发分  $V_{\text{daf}} \geq$

15% 的贫煤。采用该炉型的某工程项目的燃用煤质特性见表 3.12-2。

表 3.12-2 该炉型的某工程项目的燃用煤质特性

项 目	符号	单位	设计煤种	校核煤种
收到基低位发热值	$Q_{\text{net,ar}}$	kJ/kg	23 020	22 190
干燥无灰基挥发分	$V_{\text{daf}}$	%	28.21	26.85
收到基水分	$M_{\text{ar}}$	%	9.2	8.85
收到基灰分	$A_{\text{ar}}$	%	17.29	21.37
收到基碳	$C_{\text{ar}}$	%	59.6	57.42
收到基氢	$H_{\text{ar}}$	%	3.78	3.71
收到基氧	$O_{\text{ar}}$	%	8.19	7.06
收到基氮	$N_{\text{ar}}$	%	1.21	0.93
收到基硫	$S_{\text{ar}}$	%	$<0.73$	$<0.66$
哈氏可磨性指数	HGI		50~60	55~85
灰变形温度	DT	℃	$\geq 1250$	
灰软化温度	ST	℃	$\geq 1350$	$\geq 1500$
灰熔化温度	FT	℃	$\geq 1370$	
二氧化硅	$\text{SiO}_2$	%	43.05	54.48
三氧化二铝	$\text{Al}_2\text{O}_3$	%	32.42	33.03
三氧化二铁	$\text{Fe}_2\text{O}_3$	%	6.03	6.48
氧化钙	CaO	%	8.14	1.6
二氧化钛	$\text{TiO}_2$	%	1.64	1.38
氧化钠	$\text{Na}_2\text{O}$	%	0.54	0.30
氧化钾	$\text{K}_2\text{O}$	%	0.37	0.60
氧化镁	MgO	%	2.67	1.03
三氧化硫	$\text{SO}_3$	%	3.75	0.92
二氧化锰	$\text{MnO}_2$	%	0.21	0.16

点火及助燃用油可以采用重油或轻油。

### 1.3 锅炉基本性能

炉膛底部前后墙水冷壁向中心收缩成  $55^\circ$  倾角的冷灰斗。直流式水平浓淡燃烧器布置于炉膛下部四角，煤粉和空气从四角送入，在炉膛中呈切圆方式燃烧，在炉膛上部和水平烟道，沿烟气流向，布置的受热面主要有：壁式再热器、大屏过热器、后屏过热器、中温再热器、高温再热器和高温过热器。尾部烟道布置了低温过热器和省煤器。在后竖井的下方，两台回转式空气预热器置于运转层平台之上。

锅炉带基本负荷，并具有一定的调峰能力。锅炉负荷连续变化率达到下述要求：

- 定压运行 不低于 5%BMCR/min
- 滑压运行 不低于 3%BMCR/min

锅炉采用定压运行，也可采用定—滑—定运行方式，锅炉完全满足汽轮机运行模式进行定压或定—滑—定运行。

锅炉在投产后第一年内，年可用小时数大于 6500h，第二年及以后年可用小时数大于 7500h。

锅炉在定压运行时，在 60%~100%BMCR 负荷内过热蒸汽和再热蒸汽温度达到额定值。锅炉在滑压运行时，在 50%~100%BMCR 负荷内过热蒸汽和再热蒸汽温度达到额定值，偏差范围±5℃。在再热器进口蒸汽温度偏离设计值±20℃范围内，再热器出口温度应达到额定值，偏差范围±5℃，且各段再热器受热面不超温。

在回热系统中，当任何一级或三级全部高压加热器停运时，锅炉的蒸发量仍能使汽轮发电机组达到额定出力，且各受热面不超温。

锅炉燃烧室的设计压力不小于±5.8kPa，瞬时承压能力不小于±8.73kPa。当燃烧室突然灭火或送风机全部跳闸、吸风机出现瞬时最大抽力时，炉墙及支撑件应保证不产生永久变形，并符合现行的炉膛防爆规程。

锅炉从点火到带满负荷所需时间为：

- 冷态启动（停机 72h 以上） 6~8h
- 温态启动（停机 10~72h） 3~4h
- 热态启动（停机 10h 以内） 1.5~2h

锅炉主要承压部件设计使用寿命不小于 30 年。在机组预期寿命能满足以下要求：

- 冷态启动（停机大于 72h） 200 次
- 温态启动（停机 10~72h） 1000 次
- 热态启动（停机小于 10h） 3000 次
- 极热态启动（停机小于 2h） 150 次
- 负荷阶跃变化（10%TRI） 12 000次

整台锅炉在 30 年寿命期内，在上述启停和负荷变化工况下，锅炉的寿命损耗不超过寿命的 75%。

锅炉主要界限尺寸见表 3.12-3。

表 3.12-3 锅炉主要界限尺寸

名 称	数据
锅炉深度 (K <sub>1</sub> ~K <sub>6</sub> )	39 200
锅炉宽度 (外侧柱 G <sub>1</sub> ~G <sub>7</sub> )	34 000
(内侧柱 G <sub>3</sub> ~G <sub>5</sub> )	20 000
(尾部内侧柱 G <sub>2</sub> ~G <sub>6</sub> )	27 000
炉膛宽度	13 335
炉膛深度	12 829
汽包顶梁标高	73 470
炉顶大板梁标高	72 400
炉顶大包标高	67 900
汽包中心线标高	65 000
过热器出口集箱标高	64 500
过热器出口导管（与设计院管道接口）标高	60 200
再热器出口集箱标高	64 500
再热器出口导管（与设计院管道接口）标高	60 200
壁式再热器进口集箱标高	41 700
省煤器进口集箱标高	32 000
水平烟道深	7000
尾部竖井深	10 530
锅炉顶棚管标高	61 000
水冷壁下集箱标高	6500

## 1.4 燃烧与制粉系统

制粉系统根据燃料特性选用。燃用烟煤时一般采用中速

磨煤机。冷一次风机，正压直吹制粉系统，每台锅炉配 5~6 台磨煤机，其中 1 台备用。

燃用贫煤时，如果煤质的磨损性不是很强，且燃烧性能较好，煤粉细度能满足燃烧要求的情况下，也可采用中速磨煤机直吹式系统；如果煤质磨损性较强，燃烧性能不好时，应采用钢球磨煤机中间储仓式热风送粉或乏气送粉系统。

燃烧设备四角布置，每角燃烧器布置 15 层喷口，包括 6 层一次风喷口，1 层顶二次风（OFA）喷口，8 层二次风喷口（其中 3 层布置有燃油装置）。一次风喷口四周布置有周界风。详见图 3.12-1 燃烧设备布置图。

为了提高燃烧器的低负荷稳燃能力、防止结渣及降低 NO<sub>x</sub> 排放，采用了百叶窗式水平浓淡煤粉燃烧器，由一次风喷口、一次风管、百叶窗式煤粉浓缩器、一次风方圆节等组成。一次风气流的浓淡分离是靠安装于一次风管中的百叶窗式煤粉浓缩器来实现的。浓淡两股气流从水平方向喷入炉膛，浓煤粉气流从向火侧喷入炉膛，淡煤粉气流从背火侧喷入炉膛。同时，一次风喷口的周界风设计成可调节偏置周界风，即淡侧的周界风量比浓侧的周界风量大。煤粉浓缩器是由浓缩器壳体、浓缩叶片、挡板及中隔板组成。

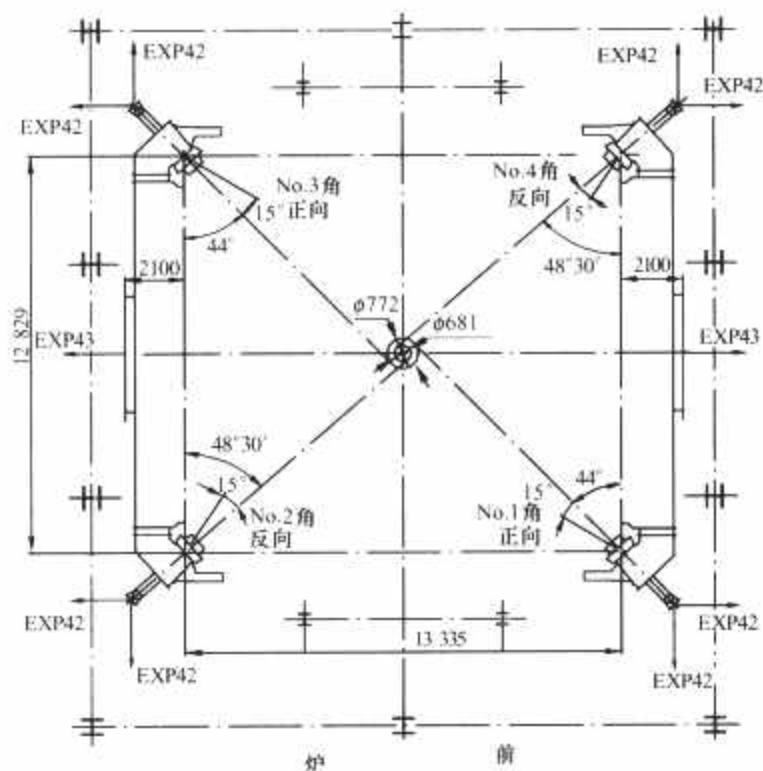


图 3.12-1 燃烧设备布置图

燃烧器喷口分上、下两组。除顶二次风（OFA）喷口能上下摆动 15°外，其余各层喷口均可上下摆动 30°。喷口的摆动由气动执行器带动完成，每组燃烧器配四个气动执行器，每角 2 个，全炉共 8 个。上组的 4 个执行器和下组的 4 个执行器分别同步控制。

燃烧器与水冷壁间有良好的密封结构，燃烧器采用高强度螺栓固定在水冷壁上，随水冷壁一起膨胀。燃烧器与煤粉管道之间的膨胀差由煤粉管道上的膨胀节来吸收。为了便于检修，一次风喷口及风管被设计成可外抽式结构，需要检修时将其抽出，在锅炉平台上进行检修或维护。

每个周界风的一次风室和二次风风室的风门均由独立的气动执行器来进行调节，同层的 4 个执行器采用同步控制。这些风门挡板不作为锅炉总风量调节装置，锅炉的总风量要通过风机来调节。

锅炉燃烧设备采用大风箱送风结构。大风箱布置在燃烧器区域的两侧墙水冷壁上，与水冷壁刚性梁连为一体。大风箱内风速较低，使风能均匀的供给四角燃烧器。



1.5 除渣方式

固态排渣，采用刮板捞渣机、湿式水封除渣装置或干式排渣装置。

1.6 炉膛与水循环系统

炉膛四周为全焊接膜式水冷壁，炉膛宽度为13 335mm，深度为12 829mm，水冷壁管径为  $\phi 63.5 \times 7.5\text{mm}$ ，材质为SA-210C，节距为76.2mm。管间加焊扁钢，整个炉膛共计662根管子，前后墙各174根，两侧墙各157根。水冷壁在高热负荷区域采用内螺纹管，即后墙从标高17 800~48 084mm之间、两侧墙中间二管屏从标高17 800~41 700mm之间、前墙中间二管屏从标高17 800~41 700mm之间采用内螺纹管，其余为光管，以保持较高的膜态沸腾裕度，水冷壁前后墙下集箱至顶棚之间距离为54 500mm，燃烧器上一次风喷口到大屏过热器底部距离为17 360mm，燃烧器下一次风喷口到水冷壁冷灰斗拐角之间距离为4306mm。

给水经省煤器加热后进入汽包，与锅水混合后进入4根集中下降管，每根集中下降管下端均有分配头，由分配头引出74根下水连接管，将循环水引入水冷壁前、后及两侧下集箱，经水冷壁受热后变为汽水混合物进入水冷壁上集箱，从上集箱由94根汽水连接管引入汽包前、后两侧，在锅筒内通过汽水分离装置进行分离，饱和蒸汽通过连接管进入顶棚过热器，而饱和水与省煤器来的给水混合物进入下降管再进行循环。

水冷壁共分24个回路，详见表3.12-4半炉膛回路结构特性（半炉膛计）。

表 3.12-4 半炉膛回路结构特性（半炉膛计）

炉膛水冷壁	前墙水冷壁				侧墙水冷壁				后墙水冷壁			
循环回路	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
上升管根数	37	34	16	27	35	35	22	22	16	20	35	32
下水连接管根数	4	4	2	3	4	4	2	2	2	4	4	4
汽水连接管根数	5	4	2	3	5	5	3	3	2	3	6	6

锅炉的整炉循环倍率、内螺纹管膜态沸腾含汽率最小裕度、光管膜态沸腾含汽率最小裕度数值见表3.12-5。

表 3.12-5 锅炉主要水循环数据

名 称	数 值
整炉循环倍率	3.655
内螺纹管膜态沸腾含汽率最小裕度	0.453
光管膜态沸腾含汽率最小裕度	0.225

从结果可以看出水循环系统安全。

1.7 汽包与内部装置

汽包内径为  $\phi 1800\text{mm}$ ，壁厚为145mm，总长为22.25m，筒体直段长度为20m，两端为球形封头，筒体与封头材质为13MnNiMo54（BHW35）。两根  $\phi 190\text{mm}$  的U形吊杆将汽包悬吊在汽包顶梁上，汽包吊杆的材质为SA-675Gr70。

汽包内部设备见图3.12-2。汽包内部设备采用单段蒸发系统，一次分离元件为  $\phi 315\text{mm}$  的切向导流式（立式）旋风分离器，共108只，二次分离元件为立式百叶窗分离器，共104只，沿汽包筒体中心线分前、后两列，对称布置；立式百叶窗分离器与水平呈  $5^\circ$  鸟翼状倾斜，少量分离出来的水

自中间腹底部流入疏水管引向水空间，顶部设有均汽孔板。汽包内下半部采用内夹套结构，夹套内充满了流动的汽水混合物，把省煤器来的给水和炉水与汽包内壁隔开，此外部分给水直接引到集中下水管内与锅水混合，使汽包上、下壁温尽量保持一致。

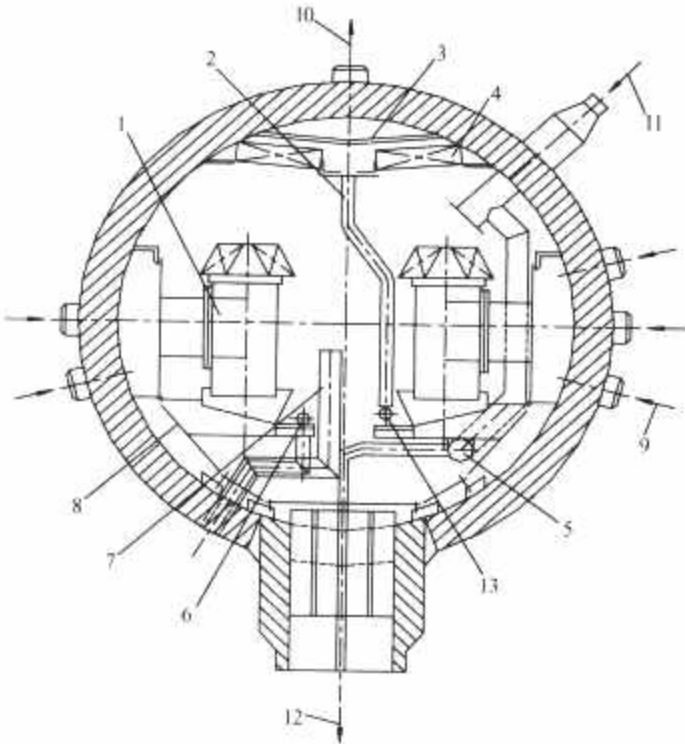


图 3.12-2 汽包内部设备图

- 1—旋风分离器；2—疏水管；3—均汽孔板；4—百叶窗分离器；5—给水管；6—排污管；7—事故放水管；8—汽水夹套；9—汽水混合物；10—饱和蒸汽；11—给水；12—循环水；13—加药管

1.8 过热器和再热器

（1）蒸汽流程。过热器系统按蒸汽流程分为六级：顶棚过热器、包墙过热器、低温过热器、全大屏过热器、后屏过热器、高温过热器。按烟气流程依次为：全大屏过热器、后屏过热器、高温过热器、低温过热器。详见图3.12-3过热蒸汽流程图。

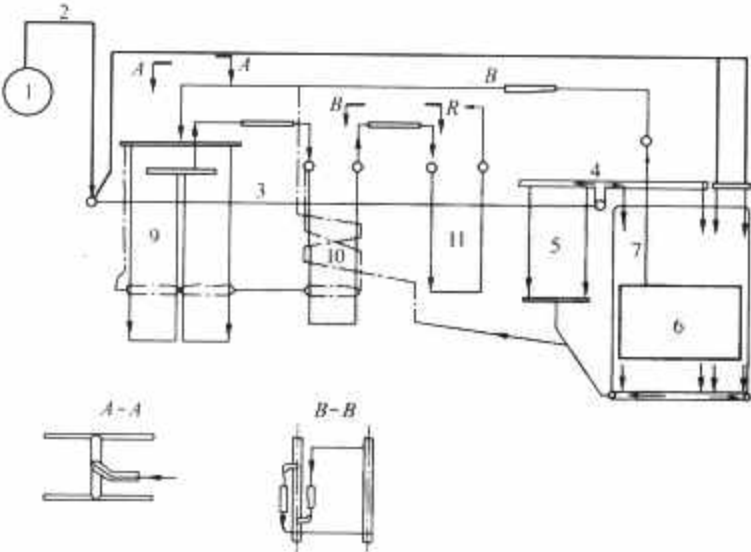


图 3.12-3 过热蒸汽流程图

- 1—汽包；2—饱和蒸汽连接管；3—顶棚过热器；4—侧包墙上集箱；5—水平烟道侧包墙；6—低温过热器水平段；7—低温过热器垂直段；8—低过至大屏连接管；9—大屏过热器；10—后屏过热器；11—高温过热器

来自汽包的饱和蒸汽经连接管进入顶棚入口集箱，为了

减少顶棚至包墙系统的阻力，入口集箱的蒸汽被分为两路：主路从炉前一直延伸到后水平烟道进入顶棚过热器出口集箱；旁路由顶棚入口集箱引出的管子从锅炉两侧引至后竖井包墙上集箱，旁路蒸汽流经后竖井侧包墙下行进入环形集箱（侧后）。主路蒸汽由顶棚过热器出口集箱两端三通引至水平烟道和后竖井侧包墙上集箱，然后分成两路下行：一路经水平烟道包墙管进入水平烟道包墙下集箱，再由连接管引入后竖井包墙下部的环形集箱前部；另一路经后竖井前部侧包墙管进入环形集箱（侧）前部，两路蒸汽在环形集箱（前）混合后上行流过后竖井前包墙，再水平流过顶部包墙管，然后下行流过后包墙管进入环形集箱（后），与来自旁路系统的蒸汽混合。

混合后的蒸汽从环形集箱（后）引出经低温过热器加热后进入低过出口集箱，通过大连接管（设一级减温器）后，进入全大屏进口集箱。蒸汽经全大屏过热器受热后进入两个全大屏出口集箱，由连接管（设二级减温器）引入后屏进口集箱。蒸汽经后屏过热器加热后进入后屏出口集箱，再由连接管（设三级减温器）左右交叉后进入高过进口集箱。蒸汽经高温过热器加热后进入高过出口集箱，经连接管引入汽轮机高压缸。

过热器系统采用了一次轴向混流，一次半炉膛混合，一次左右交叉，并布置了三级喷水减温，尽可能消除蒸汽侧和烟气侧的热力偏差，在负荷变化较大幅度内维持稳定的过热汽温。

再热器系统按蒸汽流程分为三级：壁式再热器、中温再热器、高温再热器。详见图 3.12-4 再热蒸汽流程图。

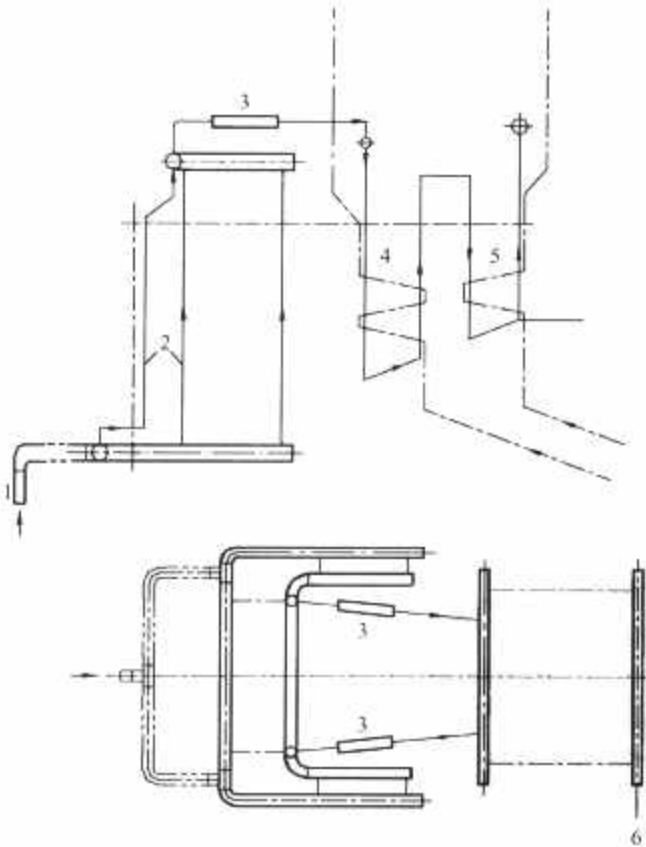


图 3.12-4 再热蒸汽流程图  
1—事故喷水减温器；2—壁式再热器；3—再热器减温器；4—中温再热器；5—高温再热器；6—再热器出口导管

汽轮机高压缸排汽通过连接管（设置事故喷水减温器）进入壁再进口集箱，经过壁式再热器加热后进入壁再出口集箱，再经过连接管（设置微调喷水减温器）进入中再进口集箱。再热蒸汽经中温再热器加热后进入高温再热器，中温再热器和高温再热器之间不设集箱，以减小再热器系统阻力。再热蒸汽经高温再热器加热后进入高温再热器出口集箱，经

连接管引入汽轮机中压缸。  
(2) 过热器和再热器负荷特性与调温方式。锅炉在 50%~100%BMCR 负荷范围内能保证过热蒸汽温度为额定值，在 60%~100%BMCR 负荷范围内能保证再热蒸汽温度为额定值。

过热器系统设置有三级喷水减温器用来调节过热蒸汽温度，喷水减温均采用多孔喷管式减温器。一级喷水减温器作为正常工况下汽温粗调用，过热蒸汽温度主要以一级喷水进行调节，二级喷水减温器正常工况下作为备用，根据锅炉运行情况用来调节左右侧汽温偏差，防止后屏超温，三级喷水减温器作为正常工况下汽温微调用，用来维持过热蒸汽额定温度。

再热器系统由于采用壁式再热器，再热蒸汽的吸热为辐射和对流的混合型，在负荷变化时再热汽温变化比较平稳，再热汽调温方式采用燃烧器摆动，并在壁再出口设有备用的喷水减温器，在再热器的入口设置了事故喷水减温器，在壁再出口至中再进口的连接管上设置有微调喷水减温器。

每个喷水减温器配备有电动或气动调节阀，减温器和调节阀不但能保证正常工况下过热蒸汽额定温度，还能保证包括停用高压加热器在内其他工况下过热蒸汽额定温度。

喷水减温均采用多孔喷管式减温器。  
(3) 过热器和再热器系统的保护。在过热器出口管道上装有一只电磁泄放阀（PCV 阀）、两只安全阀，从而构成了过热器的主要保护手段。PCV 阀与安全阀的整定压力低于达到同时排放汽包安全阀的整定压力，因此当锅炉超压安全阀启跳时，不仅保证过热器系统先行泄压，而且还保证整个过热器系统中有足够的蒸汽通过，得到冷却保护。由于 PCV 的整定压力低于过热器安全阀的整定压力，使安全阀免于经常动作而得到保护。在 PCV 阀前设置了一个隔离球阀（进口），以供电磁泄压阀检修时隔绝用。

再热器进、出口管道上分别装有 4 台和 2 台弹簧安全阀，出口安全阀的整定压力低于再热器进口，因此在事故状态时，不仅能有效地泄压，而且整个再热器还得到充分的冷却，有效地保护了再热器。

过热器和再热器的温度测点是锅炉在启停、运行时对蒸汽温度和管子金属壁温进行监视和保护的重要手段。过热器和再热器各级受热面出口段报警温度见表 3.12-6。

表 3.12-6 过热器、再热器壁温控制

	序号	测点位置	测点数	管径 $d \times s$ (mm × mm)	材质	报警 壁温 (℃)
过热器	1	低温过热器出口	4	φ57 × 7	12Cr1MoVg	475
	2	大屏过热器出口	4	φ51 × 6	12Cr1MoVg	490
	3	后屏过热器出口	6	φ54 × 8.5	12Cr1MoVg	560
	4	高温过热器出口	6	φ51 × 9	SA-213MT91	580
再热器	1	中温再热器出口	6	φ60 × 4	15CrMog	540
	2	高温再热器出口	6	φ60 × 4	SA-213MT91	600

此外，锅炉在启动阶段，冲转前，为控制燃烧率的过快提升，还可通过烟温探针监控炉膛出口烟温状况，尤其是当旁路系统未投入使用时，再热器中无蒸汽流过，此时再热器管系的工作条件恶劣，必须严格监视再热器管壁温度。本炉在炉膛出口（后屏底部）装有两台烟温探针（左右各一），用以监控锅炉启动期间该处烟温不超过 540℃，以保护再热器。



### 1.9 省煤器

给水从锅炉两侧进入省煤器进口集箱,流经单级省煤器蛇形管,引入3只中间集箱,由此引出3排吊挂管,用来支吊布置在尾部竖井中的低温过热器水平段。吊挂管穿过尾部竖井炉顶后进入出口集箱,经由12根连接管引入汽包。在下降管和省煤器进口给水管道之间,设置了1路DN100的再循环管。

省煤器蛇形管束,布置在尾部竖井下部,顺列布置,每组蛇形管第一排和弯头等易磨损处,设置了防磨盖板,在两组蛇形管中间留有检修空间。省煤器进口集箱穿过省煤器区域护板时,设置有金属多波节波纹管圈,确保穿墙密封,又可自由膨胀,同时在护板框架内设有位移约束装置。

### 1.10 空气预热器

锅炉配置两台转子直径为 $\phi 10\ 320\text{mm}$ 的三分仓容克式空气预热器,受热面自上而下分成三组,各组高度分别为800、800、300mm,热段受热面和中温段受热面由0.6mm厚的Q215-A.F波形板组成。冷段受热面由1.2mm厚低合金耐腐蚀的波纹板09CuPCrNi-A组成。

预热器配有两套驱动电动机,正常运行时投入主驱动电动机,事故工况下靠电厂保安电源投入辅助驱动电动机。主、辅电动机都采用变频器控制启动。为防止转子因冷热不均而变形,烟温高于 $200^{\circ}\text{C}$ 时不允许转子停止转动。

预热器设置有径向、轴向和旁路密封系统,均为双密封结构。热端径向密封控制系统可实现在运行状态下热端扇形自动跟踪转子变形的功能,使密封间隙维持在理想的范围,减小预热器的漏风量。

每台预热器还配置有导向轴承和推力轴承润滑系统各一套,采用油压泵循环油润滑。在烟气侧装有伸缩式吹灰器及固定式清洗装置,清洗装置同时可兼作消防用。另外,在空气侧还装有红外线火灾监视系统一套,以达到火灾报警目的。

### 1.11 热膨胀、密封与炉墙

锅炉前后方向的膨胀中心设在炉膛中心处,锅炉左右方向的膨胀中心设在锅炉中心线,以标高67.9m炉顶大包顶部为向下膨胀零点。

水冷壁、包墙管、过热器、中压再热器、高压再热器按此设定的膨胀中心膨胀。壁式再热器在标高43.7m处设置固定点,一方面,壁式再热器随水冷壁向下膨胀,另一方面,壁式再热器在固定点以上可以自由向上膨胀。顶部穿墙处设有8波节膨胀节,用以吸收胀差,保证密封。

预热器是一个单独的支撑体系,膨胀零点设在柱支撑处。

在锅炉炉膛部分及后竖井部分设置了导向装置。通过导向装置保证锅炉能按预定的方向膨胀,并将锅炉受到的水平荷载传递到钢构架上。汽包在其中心设置1个止晃点。

锅炉在汽包、集箱端部(大包内的集箱除外)装有膨胀指示器。

炉膛四周、水平烟道的两侧墙、尾部竖井包墙垂直炉墙、冷灰斗等有压型板的膜式壁区域均为敷管结构,主要采用轻质保温材料复合结构,厚度从管子中心线算起200mm,炉墙外表面设有压型板予以保护。

炉顶大包内顶棚管穿墙处内护板密封装置与顶棚管之间敷设有微膨胀耐火可塑料,以提高锅炉顶部的整体密封性能。其余部分膜式顶棚管采用复合保温结构。

炉顶大包内的管道当其介质温度小于 $400^{\circ}\text{C}$ 时,未包裹保温材料。当介质温度大于 $400^{\circ}\text{C}$ 时,包裹保温材料,外面未设保护层。炉顶大包以外的管道,均需保温,保温层外设有外护板予以保护。

省煤器和烟道区域护板炉墙采用轻质保温材料复合结构,外表面设有压型板予以保护。省煤器进口集箱穿护板处设有金属多波膨胀节和限位装置。

炉膛、水平烟道与尾部竖井区域部分暴露在烟道内的集箱用耐火浇注料包覆。

### 1.12 自动控制与监控

为保证锅炉安全运行,提高整个机组的可用率,锅炉配置了与炉膛安全监视系统(FSSS)匹配的炉前设备、吹灰程控装置、空气预热器间隙测控装置及空气预热器着火探测报警装置以及汽包水位电视监视系统、炉膛火焰电视系统、炉管泄露自动报警系统、炉膛烟温测控装置等热控系统所需的各类测点。

### 1.13 锅炉构架

锅炉构架采用全钢结构,由顶板、柱、梁、垂直支撑和水平支撑组成一个空间桁架体系。钢结构主要构件之间均采用扭剪型高强度螺栓连接。锅炉可露天布置,也可设紧身封闭型,炉顶有大包密封。

锅炉构架按GB 50017—2003《钢结构设计规范》,并参照美国钢结构协会(AISC)规范设计。构架设计按GB 50009—2001《建筑结构荷载规范》(2006版)考虑了风荷载,按GB 50011—2001《建筑抗震设计规范》进行抗震设计,锅炉构架除承受锅炉本体(包括空气预热器)荷载、风雪荷载、地震荷载外,还可承受作用在锅炉钢架上的各种汽水管道、烟风煤粉管道、吹灰设备及炉顶封闭、运转层水泥大平台土建结构和电梯井等传来的荷载。

锅炉平台的布置满足运行中巡检及维修的需要,平台、步道和扶梯有足够的强度和刚度。除了电梯停靠层相应布置的层主平台外,凡是有门孔、测量孔等需要维护的设备处,均有能通畅行走的维护平台。为了保护炉墙,防风挡雨,以减少锅炉散热损失及改善炉体外观,设有外护板,省煤器区域为护板框架,外加保温材料。

沿炉膛及尾部后竖井区域管壁周界,设置多层水平刚性梁和两组垂直刚性梁,炉膛设计承压能力按大于 $\pm 5.8\text{kPa}$ 考虑,炉膛最大瞬时承受压力能力按大于 $\pm 8.7\text{kPa}$ 考虑。

### 1.14 锅炉运行

锅炉随汽轮机运行方式可采用定压运行,也可采用定—滑一定方式运行。滑压范围为40%~90%BMCR工况,锅炉运行方式能与汽轮机相匹配,当高压加热器切除时,锅炉主蒸汽、再热蒸汽参数仍可达到额定值,蒸汽流量能满足机组输出功率300MW的要求。

在升温升压过程中应根据机组启动方式,按不同的启动曲线进行。通常为满足汽轮机滑压启动的要求,锅炉采用滑压启动方式,启动过程中既可适应汽轮机高压缸与中压缸联合启动方式,也可适应中压缸启动方式。在启动过程中,为控制锅筒等厚壁受压件的热应力,控制汽包上、下壁温差小于 $56^{\circ}\text{C}$ ,锅筒内、外壁温差小于 $28^{\circ}\text{C}$ 。除汽包外,过热器、再热器出口三通、集箱等的壁温也需要加以监测。

在尾部包墙系统设置疏水管路,当锅炉启动时,疏水阀逐渐开启,旁路掉部分蒸汽,可使蒸汽温度和压力加快上

升，缩短启动时间，提高启动的灵活性。

此外，机组还设有容量为 30%BMCR 的汽轮机高低压旁路系统，当锅炉启动、停炉或事故（电网事故汽轮机停机）时，旁路系统作为一个保护手段，当汽轮机未达到冲转前或事故停机时，蒸汽不通过汽轮机；当锅炉刚投运或仍维持运行，则锅炉产生的蒸汽可通过过热器后经过高压旁路减温减压后返回到再热器，经过再热器后的蒸汽再通过低压旁路，最后排入冷凝器。

1.15 锅炉停运

锅炉按计划停止运行时，按停炉曲线和汽轮机要求进行，停炉前应对锅炉进行一次全面检查，若发现问题，应做好记录，待停炉后消除。当负荷降到零时，停止供燃料，熄火后，保持总风量 30%~40%进行 5~10min 炉膛吹扫，排除炉膛及烟道内可能残留的可燃物，然后停送、吸风机。

遇有下列情况之一时应紧急停炉，切断主燃料：

(1) 锅炉水位超过±250mm 时（用户可根据运行操作水平进行调整）。

(2) 所有水位计损坏或失灵，无法监视正常水位时。

(3) 过热蒸汽、主给水管道的、水冷壁管等发生爆破，不能维持正常水位时。

(4) 锅炉压力升到安全阀动作压力，而所有安全门拒动时。

(5) 两台空气预热器或吸、送风机故障停止运行时。

(6) 锅炉尾部烟道发生再燃烧，排烟温度升高超过 250℃时。

(7) 锅炉发生熄火时。

(8) 再热器汽源中断时。

(9) 炉膛负压达±1960Pa。

遇有下列情况之一时，应请求停炉：

(1) 炉水、蒸汽品质严重恶化，经多方处理无效时。

(2) 锅炉承压部件泄漏，只能短期内维持正常水位时。

(3) 汽包就地水位计损坏时。

(4) 锅炉严重结焦、堵灰，无法维持正常运行时。

(5) 安全阀动作后不回座时。

(6) 受热面金属壁温严重超温，经多方调整无效时。

(7) 主要设备的支吊架发生变形或断裂时。

1.16 锅炉主要热力数据汇总

锅炉主要热力数据汇总（设计煤种）见表 3.12-7。

表 3.12-7 锅炉主要热力数据汇总（设计煤种）

项 目	单位	负 荷	
		定压运行	
		BMCR	ECR
过热蒸汽流量	t/h	1025	914.1
过热蒸汽出口压力（表压）	MPa（g）	17.4	17.20
过热蒸汽出口温度	℃	540	540
再热蒸汽流量	t/h	844.1	758.1
再热蒸汽进/出口压力（表压）	MPa（g）	3.80/3.62	3.41/3.14
再热蒸汽进/出口温度	℃	327/540	316/540
给水温度	℃	280	272
汽包工作压力（表压）	MPa（g）	18.55	18.32
过热器一级减温器喷水量	t/h	10.08	10.88
过热器二级减温器喷水量	t/h	2.52	2.72

续表

项 目		单位	负 荷	
			定压运行	
			BMCR	ECR
再热器喷水量		t/h	7.21	0
烟气温度	炉膛出口烟温	℃	1041	1011
	高温再热器出口	℃	832	813
	高温过热器出口	℃	729	717
	水平低温过热器出口	℃	451	446
	省煤器出口	℃	385	380
	排烟温度	℃	133	134
空气预热器进口风温		℃	20	20
空气预热器出口风温		℃	359 (二次风)	354 (二次风)
燃料计算消耗量		t/h	122.56	110.49
总燃料消耗量		t/h	123.80	111.6
锅炉计算热效率		%	92.76	92.83
锅炉保证热效率		%		92.0
省煤器出口过量空气系数		—	1.22	1.22

2 600MW 控制循环锅炉

早期设计的锅炉由于汽机按引进技术，VWO 工况（锅炉 BMCR）具有 5%超压能力，BMCR 工况锅炉出口压力为 18.3MPa（g），锅炉最大连续蒸发量为 2008t/h，20 世纪 90 年代中期因用户的要求，汽轮机改为按不超压 5%设计，BMCR 工况锅炉出口压力改为 17.5~17.6MPa（g），锅炉最大连续蒸发量为 2023~2030t/h（湿冷机组）和 2070~2080t/h（空冷机组），主蒸汽和再热蒸汽出口温度均为 541℃。

设计煤种早期以不结渣烟煤为主，后来逐步转为有一定结渣性的褐煤、烟煤和贫煤等。近年来，以褐煤空冷机组最多。

2.1 总体布置特点

锅炉采用传统的双烟道布置即 Π 型布置，如图 3.12-5 所示，在烟气向上流动的炉膛和烟气向下流动的尾部竖井烟道之间为底部具有双斜坡的水平烟道，上炉膛内布置有壁式辐射再热器和大节距分隔屏过热器，以增加辐射特性并切割旋转的烟气流以减少进入对流区沿炉宽方向的烟侧偏差，分隔屏过热器之后为屏式过热器，在炉膛折焰角上部（鼻子区）布置了屏式再热器，在水平烟道的前部布置了末级再热器，在其后部布置了末级过热器，在尾部竖井烟道中依次布置了立式与水平低温过热器与省煤器，上述两种低温受热面采用了逆流布置，高温的屏式过热器、屏式再热器、末级再热器和末级过热器则采用顺流布置。所有过热器、再热器和省煤器管子均为顺列布置，两台容克式三分仓空气预热器布置于尾部竖井烟道的下方。

锅炉采用摆动式燃烧器四角布置和切向燃烧方式。

除渣装置早期采用双 V 形水封斗式定期除渣装置，目前基本上均采用节水型的刮板式捞渣机的连续除渣装置。

2.2 炉膛与蒸发系统

(1) 炉膛。



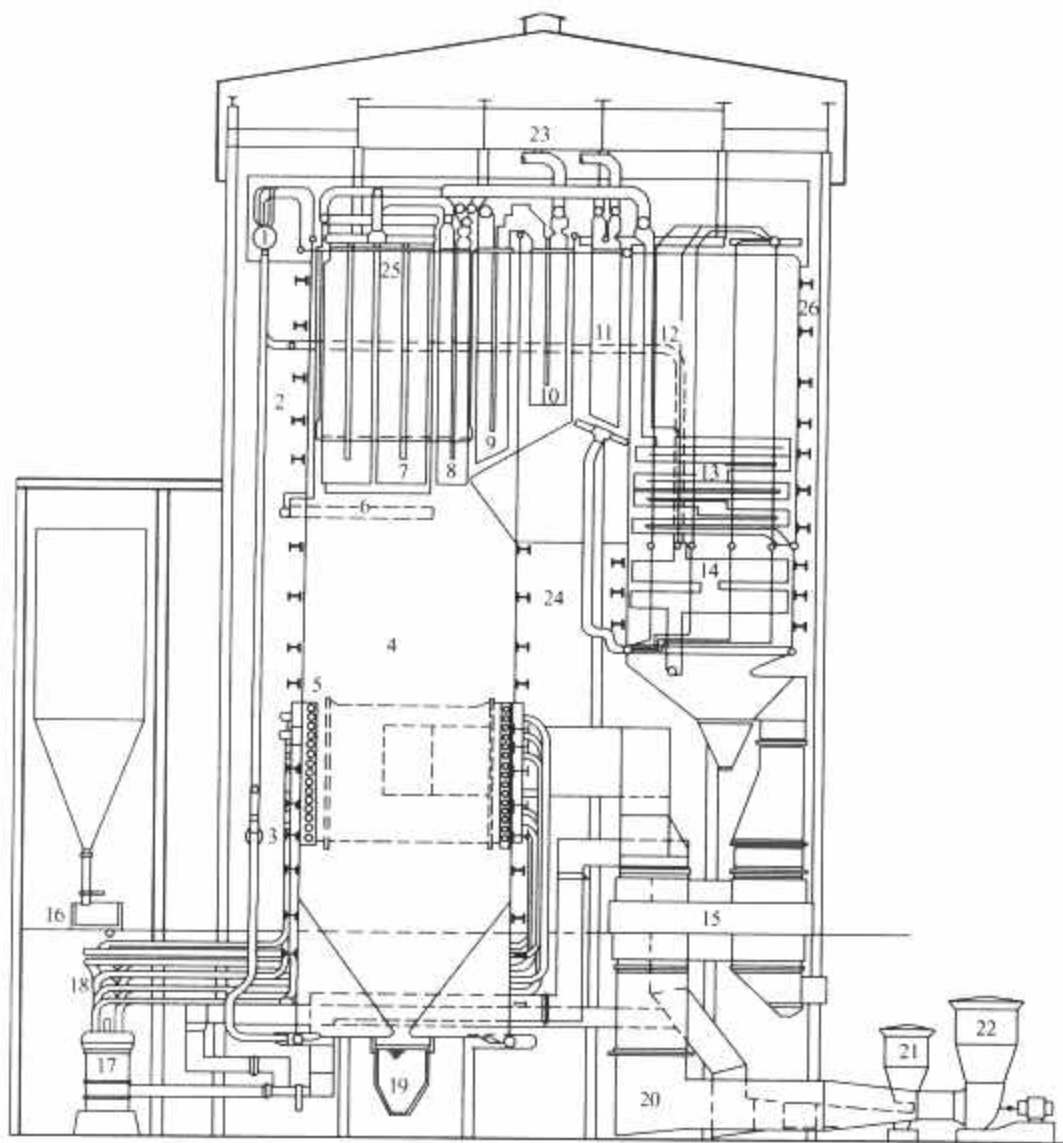


图 3.12-5 HG2008/18.3-M 型锅炉

- 1—汽包；2—下水管；3—循环泵；4—水冷壁；5—燃烧器；6—墙式辐射再热器；7—分隔过热器；  
8—后屏过热器；9—后屏再热器；10—末级再热器；11—末级过热器；12—立式低温过热器；13—水  
平低温过热器；14—省煤器；15—容克式空气预热器；16—给煤机；17—磨煤机；18—煤粉管道；  
19—水封斗式除渣装置；20—风道；21—次风机；22—送风机；23—锅炉构架；  
24—刚性梁；25—顶棚管；26—包墙管

1) 炉膛主要尺寸和热力特性。首台考核机组（烟煤）的数据如下：

炉膛宽度×深度	18 542mm×16 432mm
上排燃烧器到屏底高度	20.12m
截面热负荷	5.094MW/m <sup>2</sup>
容积热负荷	93.6kW/m <sup>3</sup>
下炉膛出口烟温（屏底）	1348℃
上炉膛出口烟温（后屏出口）	991℃

2) 炉膛结构。炉膛四周采用膜式水冷壁以保证良好气密性、减少结渣倾向，除冷灰斗、前墙和两侧墙上部有壁式再热器覆盖部分的膜式壁采用光管外，其余部分的膜式壁和后墙吊挂管均采用内螺纹管以增强防止膜态沸腾（DNB）的能力。

炉膛截面接近正方形，长宽比为 1.128，水冷壁管总根数为 1062 根，水冷壁管的节距为 63.5mm，管子采用外径为  $\phi 50.8\text{mm}$  的光管/内螺纹管，材质为碳钢（SA-178C 或 SA210A1 或 20g）。

(2) 水冷壁回路划分。水冷壁按水平热负荷分配曲线划分区段，每一区段内最大与最小热负荷的差值为 13%，四个切角算作单独区段，再根据管子布置特点和受热情况等来仔细划分回路，烟煤锅炉共划分成 56 个回路。通过水动力计算，在水冷壁管入口处按回路装有不同孔径的节流孔圈。

(3) 水循环主要计算数据。

1) 流量分配原则。任何回路的质量流速应大于最小许可质量流速，还应考虑最大出口含汽率的限制和上部光管不发生膜态沸腾，所以每个回路的计算流量应同时满足：最小许可流量的裕量大于或等于 10%；最大出口含汽率小于或等于 75%；光管 DNB 裕量大于或等于 10%。

2) 水循环主要计算数据见表 3.12-8。

表 3.12-8 各主要工况计算数据

负荷	循环泵投运台数	汽包压力 (MPa)	总循环水量 (t/h)	蒸发量 (t/h)	总循环倍率
MCR	2	19.62	4190	2008	2.087
MCR	3	19.62	4864	2008	2.422
滑压 60%	1	17.46	2791	1210	2.307

两泵运行 MCR 工况下工作条件最差的回路（后水冷壁切角管，回路 29）的 DNB 校核数据如下：

- (1) 出口含汽率（光管）为 76.6%。
- (2) 许可含汽率（光管）为 94.4%。
- (3) 回路循环倍率为 1.566。

由以上数据可以看出水循环和 DNB 校核计算的结果均有较大裕量，是足够安全的。

2.3 炉水循环泵及其冷却水系统

(1) 锅炉循环泵。锅炉循环泵为无轴封型低压头立式炉

水循环泵，电动机置于泵下部，沉浸于高压冷却水中，整台泵机组垂直悬挂于泵入口汇集集箱下方的三根接管上，不同负荷和投运方式下循环泵计算数据见表 3.12-9。

表 3.12-9 循环泵计算数据				
名称	单位	MCR	MCR	滑压 60%
泵投运台数	台	2	3	1
单泵容积流量	m <sup>3</sup> /h	3613	2894	4417
泵入口水温	℃	354	358	336
泵进出口压差	MPa	0.168	0.196	0.085

(2) 循环泵系统。循环泵系统包括泵电动机的冷却系统、电动机充水和冲洗水系统以及泵体加热系统三大部分，见图 3.12-6。循环泵电动机冷却系统包括泵电动机冷却器及热隔绝系统两部分，泵电动机冷却器系利用低压冷却水来冷却电动机腔体内的高压冷却水，以保证电动机高压冷却水出口温度不超过 60℃（报警温度），若超过 65℃ 则泵自动解列。充水和清洗水系统是用于启动前对循环泵电动机进行冲洗和充水，运行过程中补充高压冷却水的泄漏，每台锅炉装有一台充水和清洗水冷却器和一只钢丝网式过滤器。

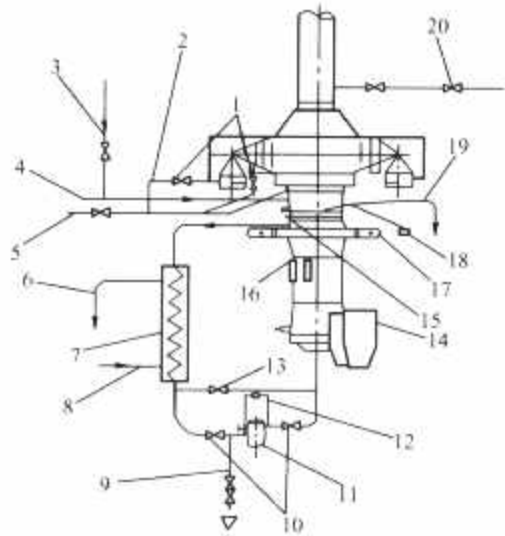


图 3.12-6 HG2008/18.6-M 型锅炉循环泵系统图  
1—排放阀旁路阀；2—热隔绝再循环管；3—辅助冷却水；4—低压冷却水入口；5—疏水；6—低压冷却水出口；7—高压冷却器；8—低压冷却水入口；9—充水冲洗管；10—过滤器隔绝阀；11—过滤器；12—差压开关；13—过滤器旁路阀；14—接线盒；15—热电偶；16—高压冷却器安装座；17—电动机起吊耳板；18—电阻温度计；19—低压冷却水出口；20—放气阀

2.4 汽包与内部装置

汽包及其内部装置见图 3.2-7，汽包由厚度不等的上下两半圆片拼焊成，其内径为  $\phi 1778\text{mm}$ ，筒体和封头的材料为 SA-299，包括两端封头在内总长为 27.7m。

汽包内共有 110 只直径为  $\phi 254\text{mm}$  的轴流式旋风分离器，汽包顶部布置了倾斜式波形板分离器，给水管布置在锅筒底部并位于下降管入口的上方，来自水冷壁的汽水混合物从汽包顶部引入，然后沿环向夹层向下流，进入位于分离器底部的汇集箱内再向上进入旋风分离器，这样布置方式能减少启动时汽包上下壁温差，有利于加快启动和停炉速度。

2.5 过热器和再热器

(1) 蒸汽流程。

1) 过热器流程如下：

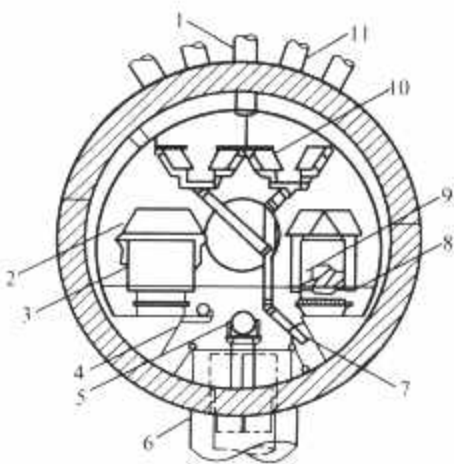
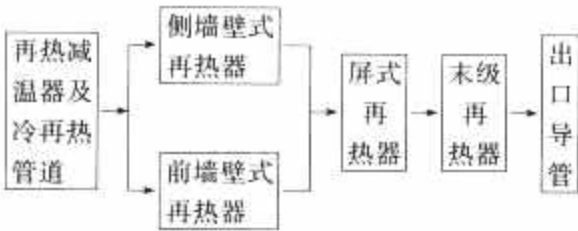


图 3.12-7 汽包及其内部装置  
1—过热器连接管；2—二次分离器；3—一次分离器；4—排污管；5—给水管；6—下降管；7—疏水管；8—正常水位；9—螺旋叶片；10—波形板分离器；11—上升管



2) 再热器流程如下：



(2) 过热器和再热器结构特点。

1) 炉膛上部布置壁式辐射再热器和大节距的分隔屏过热器以增加过热器与再热器的辐射特性，后者起到切割旋转的烟气流的作用。

2) 各级过热器和再热器最大限度地采用蒸汽冷却的定位管和吊挂管以保证运行的可靠性。

3) 各级过热器和再热器采用较粗的管子有管径为  $\phi 57$ 、 $\phi 60$ 、 $\phi 63\text{mm}$  等，增加了管屏在制造和安装过程中的刚性，又降低了蒸汽侧阻力，且这种较粗管子的顺列布置对降低烟气侧磨损也有利。

4) 各级过热器采用较大的横向节距，除出于防止结渣结灰的目的外，还能便于在蛇形管穿过顶棚处装设高冠板式密封装置。

5) 各级过热器与再热器之间采用单根或数量很少的大直径连接管相连接，使蒸汽达到良好的混合以消除偏差，各集箱与大直径连接管相连处均采用大型三通。

(3) 过热器和再热器负荷特性与调温方式。过热器和再热器出口汽温随负荷变化的特性如图 3.12-8 所示。

由图 3.12-8 可看出，当机组定压运行时，锅炉过热器出口温度在 60%~100% 负荷范围内保持不变（540.6℃），再热汽出口温度在 70% 负荷以上应保持 540.6℃。滑压运行时，因汽轮机进汽压力随负荷的降低而降低，使锅炉过热汽温和再热汽温可在较低的负荷仍能保持额定温度，即过热蒸汽在 50%~100% 负荷范围内保持额定汽温，再热蒸汽在 60%~100% 负荷范围内保持额定汽温。由于过热器的辐射特性强，负荷降低时过热器吸热比例增大，必须用喷水减温以保持额定汽温，但再热器则呈对流特性，负荷降低时必须



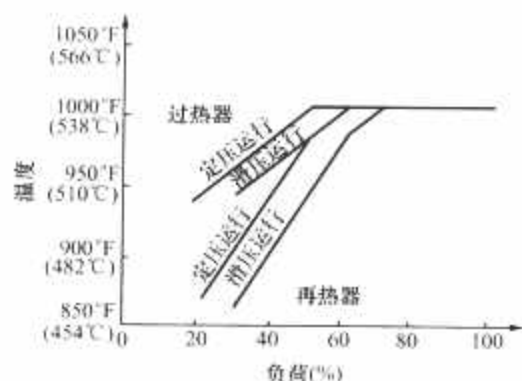


图 3.12-8 过热器和再热器出口冷温随负荷变化的特性  
使燃烧器上摆和增大过剩空气量来增加吸热，保持额定汽温。

(4) 减温器。首台 600MW 锅炉按 CE 公司传统采用单级喷水减温器，其最大设计喷水量为锅炉 MCR 主蒸汽流量的 10%，布置于立式低温过热器出口的连接管上，喷水水源取自给水泵出口，减温水由减温器中的筒形管的大量喷孔中喷出，减温器结构见图 3.12-9。

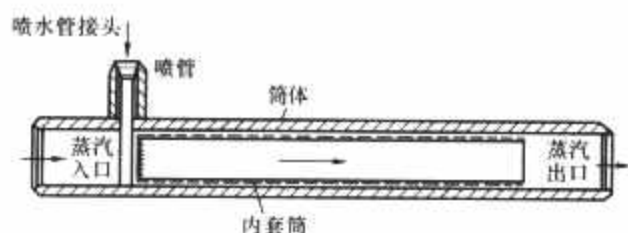


图 3.12-9 减温器结构

考虑到单级喷水减温器的汽温调节延迟性较大且不易消除左右侧汽温偏差，故国产首台和第二台 600MW 锅炉已在现场改为两级喷水，即除原有的一级喷水外，另在屏式过热器与末级过热器之间的连接管上加装两只辅助性的二级喷水减温器。左右各一，但设计喷水量仅为 20t/h，在以后生产的所有 600MW 控制循环锅炉上过热器均采用两级喷水，而且绝大部分均采用两级四点喷水。

再热器的事后喷水减温器共 2 只，布置于再热器的两根进口管道上，其设计流量为 MCR 负荷再热汽流量的 5%，减温器采用 Monarch 式机械雾化喷嘴。

## 2.6 省煤器

省煤器为光管式，采用管径为  $\phi 42 \times 5.5$ mm 管子，材质为 20g，采用顺列布置。

省煤器和水平低温过热器的吊挂，在早期的 600MW 锅炉中采用汽冷吊挂。汽冷吊挂管由尾部包墙管下集箱引出。目前，为减少包墙管系统（过热器系统）的阻力，目前生产的 600MW 锅炉上大多采用由焊在省煤器出口集箱上的冲压撑架吊挂，而水平低温过热器则由省煤器出口集箱引出的水冷吊挂管悬吊。

## 2.7 空气预热器

每台锅炉装有两台三分仓容克式空气预热器，一次风分仓提供通往中速磨或双进双出钢球磨所需要的干燥剂，并通过燃烧器一次风喷口喷入炉膛，而二次风分仓则提供燃烧器所需的二次风，对于采用热炉烟加热风作干燥剂的风扇磨直吹式系统则采用两分仓式空气预热器，600MW 锅炉的回转式空气预热器的型号为 32~33，一次风分仓开口占 50°，二次风分仓开口占 130°。

由于转子端面在热态运行时产生蘑菇状变形，使端面与扇形板之间的间隙增大而导致漏风增加，空气预热器可根据

不同情况决定是否装有漏风控制系统。早期采用可弯曲扇形板漏风控制系统，其漏风率的保证值在投运一年内小于或等于 8%，一年以后小于或等于 10%，但目前均已改为更先进的半模式双密封漏风控制系统，漏风率保证值一年内小于或等于 6%，一年以后小于或等于 8%。

## 2.8 燃烧系统

(1) 制粉系统。600MW 控制循环燃煤锅炉基本均采用 RP (HP) 型或 MPS 型中速磨正压直吹式制粉系统，每台炉配有 6 台磨，MCR 工况投运 5 台，中速磨布置于锅炉前墙外，采用热风干燥并加入少量调温冷风。

对于水分小于 35% 的 600MW 褐煤锅炉仍可采用中速磨制粉系统，因煤耗量大，需采用 8 台磨，布置于锅炉两侧；对于水分大于或等于 35% 的褐煤锅炉必须采用风扇磨负压直吹式制粉系统，并由上炉膛抽取热炉烟再加热风作为干燥剂。八台风扇磨围绕炉膛布置。

(2) 燃烧装置。本锅炉采用四角布置切向燃烧，在炉膛中心形成直径分别为  $\phi 1766$ mm 和  $\phi 1884$ mm 的两个段想切圆如图 3.12-10 所示。

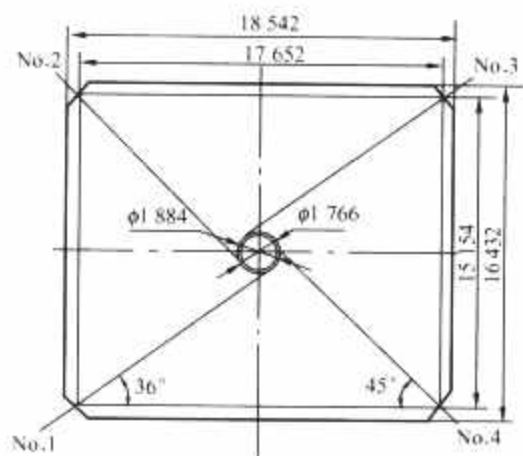


图 3.12-10 四角切向燃烧器布置

早期采用的摆动式切向燃烧器的典型结构如图 3.12-11 所示，共有六层煤粉风室、三层油枪、顶部有两层二次风室 (OFA)，或称燃尽风室用于降低 NO<sub>x</sub> 含量。

点火和暖炉油枪分别装于三层辅助风室（二次风室）中，早期设计的总容量为  $3 \times 5\% = 15\%$  MCR，目前均已增

为 30% MCR 出力。油枪采用 Y 形喷嘴蒸汽雾化，每根油枪均装有火焰监测器，另外还装有全炉膛火焰监测器。

锅炉点火采用专用于重油点火的高能电弧点火器 (HEA) 也可以用轻油点火。

20 世纪 90 年代以后在多台锅炉上采用 CE 开发的宽调节比 (WR) 型摆动燃烧器，也即垂直浓淡型燃烧器，它具有着火能力强、调节比高、煤种适应性广、NO<sub>x</sub> 生成量较低等优点。

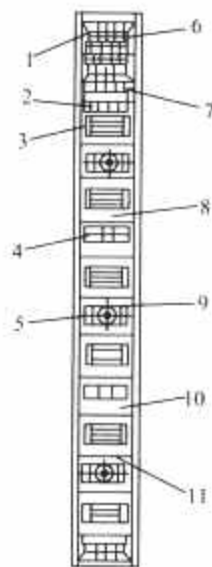


图 3.12-11 切向摆动式燃烧器  
1—顶部风喷嘴；2—煤粉风室的空气喷嘴；3—煤粉喷嘴；4—中间空气喷嘴；5—油配风器；6—顶部风室；7—端部风室；8—煤粉风室；9—油风室；10—中间空气风室；11—风室隔板

2.9 燃烧典型烟煤时锅炉的主要数据

燃烧典型烟煤时锅炉的主要数据见表 3.12-10。

表 3.12-10 燃烧典型烟煤时锅炉的主要数据

项 目	单位	定压运行负荷（%）					滑压运行负荷（%）		
		100	90	70	50	30	60	40	28
炉膛出口过剩空气系数	—	1.25	1.25	1.43	1.4	1.25	1.32	1.26	1.25
排烟温度（未修正）	℃	135	131.7	123.3	111.1	110	118.9	107.8	101.1
锅炉效率（低热值）	%	92.07	92.25	92.00	92.77	93.13	92.57	93.45	93.96
总耗煤量	t/h	269.9	247.7	200.9	144.2	85.1	174.9	118.4	84.9
投运台数	台	5	5	4	3	2	4	3	2
下炉膛出口烟温	℃	1348	1338	1279	1187	1045	1267	1177	1044
上炉膛出口烟温（后屏进口）	℃	1106	1086	1032	950	818	1001	906	804
后屏出口烟温	℃	991	970	925	841	708	887	787	699
投运煤粉喷嘴层数	—	No. 2~6	No. 2~6	No. 3~6	No. 4~6	No. 1~2	No. 3~6	No. 3~6	No. 1~2
截面热负荷	kW/m <sup>2</sup>	5094	4675	3792	2722	1606	3301	2235	1602
容积热负荷	kW/m <sup>3</sup>	93.6	85.9	69.67	50.0	29.5	60.65	41.06	29.4
再热器出口汽温	℃	541	541	541	507	466	541	517	489
过热器出口汽温	℃	541	541	541	529	507	541	528	517
过热器喷水量	t/h	0	63.5	138.8	61.8	0	133.5	86.4	36.3
燃烧器摆动角度	(°)	0	+11	+30	0	0	+30	+30	0
预热器出口风温（一次）	℃	302	298	288	270	246	282	256	236
预热器出口风温（二次）	℃	313	308	297	276	249	288	259	239



## 参 考 文 献

- [1] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第1卷, 锅炉. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] 哈尔滨普华燃烧技术开发中心. 大型煤粉锅炉燃烧设备性能设计方法. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [3] 林宗虎, 徐通模. 实用锅炉手册. 北京: 化学工业出版社, 1999.
- [4] 冯俊凯, 沈幼庭, 杨瑞昌. 锅炉原理及计算. 3版. 北京: 科学出版社, 2003.
- [5] 车得福, 庄正宁, 李军, 王栋. 锅炉. 西安: 西安交通大学出版社, 2004.
- [6] 徐通模, 金定安, 温龙. 锅炉燃烧设备. 西安: 西安交通大学出版社, 1990.
- [7] 赵钦新, 惠世恩. 燃油燃气锅炉. 西安: 西安交通大学出版社, 2000.
- [8] 秦玉琨. 燃油燃气锅炉实用技术. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [9] 陈立勋, 曹子栋. 锅炉本体布置及计算. 西安: 西安交通大学出版社, 1990.
- [10] 陈鹏. 中国煤炭性质、分类和利用. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [11] 韩怀强, 蒋挺大. 粉煤灰利用技术. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [12] 锅炉机组热力计算——标准方法(1973年版). 北京: 机械工业出版社, 1975.
- [13] 陈学俊, 陈听宽. 锅炉原理. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [14] 陈春元等. 大型煤粉锅炉燃烧设备性能设计方法. 哈尔滨: 哈工大出版社, 2002.
- [15] 何佩璠等. 煤粉燃烧器设计及运行. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [16] 岑可法等. 燃烧流体力学. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [17] 胡荫平. 电站锅炉手册. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [18] 德国低  $\text{NO}_x$  煤粉燃烧器. 热力发电: 1997(5).
- [19] 唐玮, 李晓峰等. 830t/h 液态排渣燃煤锅炉污染物排放控制. 热力发电: 2005(6).
- [20] 李旭. 过热汽温动态特性与控制. 动力工程: 2007, 27(2).
- [21] 夏志斌, 姚谏. 钢结构—原理与设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
- [22] НПО ЦКТИ Тепловой расчет котлов (НОРМАТИВНЫЙ МЕТОД) издание третье, переработанное и дополненное. Санкт-Петербург, 1998.
- [23] Э. Х. Вербоуцкий и Н. Г. Жмерик. Методические указания по проектированию топочных устройств энергетических котлов. ВТИ, АООТНПО ЦКТИ. Санкт-Петербург, 1996.
- [24] 秦裕琨. 炉内传热. 2版. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [25] В. И. Антоновский. Теплообмен в топках паровых котлов. Перспективный взгляд на разработку нормативного Метода расчета. Теплоэнергетика 2004, (9): 53-62.
- [26] 上海发电设备成套设计研究所, 王孟浩, 董祖康等. 电站锅炉水动力计算方法. 江苏省机械工业锅炉科技情报网, 1984.
- [27] 朱才广, 蔡世林等. 亚临界压力自然循环锅炉超压运行可能性的试验研究. 动力工程, 1996, 16(3): 1-5.
- [28] 陈听宽, 戚光泽等. 600MW 超临界压力直流锅炉水冷壁管内沸腾传热特性的研究. 动力工程, 1991, 11(4): 1-9.
- [29] 郑建学, 陈听宽, 吴履琛等. 亚临界及近临界压力区内螺纹管两相流阻力特性的研究. 动力工程: 1995, 15(1): 56-59.
- [30] 王为术, 罗毓珊, 陈听宽等. 超临界压力下倾斜上升内螺纹管传热特性的试验研究. 动力工程: 2005, 25(6): 790-793.
- [31] 蒋智翔, 杨小昭. 锅炉及压力容器受压元件强度. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [32] 史进渊, 杨宇, 危奇. 大型火电设备可用性评定新技术. 机械工程学报, 2005, 41(7): 205-210.
- [33] 史进渊, 陈振荣. 锅炉受压件强度的可靠性设计. 机械工程学报, 1997, 33(2): 77-81.
- [34] 史进渊, 杨宇, 邓志成. 大容量电站锅炉受热面管子的可靠性设计与寿命评定. 动力工程, 2004, 24(4): 461-465.
- [35] 丘纪华, 陈刚, 李佛金, 孙学信. 应用计算机模拟技术分析预测炉内煤粉燃烧过程. 中国电机工程学报, 1995, 15(5): 306-310.
- [36] 周力行. 湍流气粒两相流动和燃烧的理论及数值模拟. 北京: 科学出版社, 1994.
- [37] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [38] Luo X L, Boyd R K, Kent J H. Computational investigation of burnout in a furnace firing pulverized coal. Journal of the Institute of Energy, 1991, 64: 230-238.
- [39] 周昊, 孙平, 池作和, 蒋啸, 岑可法. 600MW 偏转二次风系统锅炉炉内结渣特性的数值模拟. 燃烧科学与技术: 2002, 8(4): 328-332.
- [40] 周昊, 孙平, 岑可法, 池作和. 燃烧器下摆时冷灰斗内结渣的试验和数值模拟. 中国电机工程学报, 2001, 22(5): 139-147.
- [41] Franke J, Köhle W. Verdampferkonzepte für Benson®-Dampferzeuger VGB 1993, 73(4): 352-360.
- [42] 常磊, 杨冬, 陈听宽. 超临界直流锅炉启动系统和汽轮机旁路系统的研究. 电站系统工程, 2005.

## 第 4 篇 汽 轮 机

主编单位：上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂

哈尔滨汽轮机厂有限责任公司

东方汽轮机有限公司

北京北重汽轮电机有限责任公司

上海发电设备成套设计研究院

西安热工研究院有限公司

中国电能成套设备有限公司

主 编：郑云之 朱家驹 宗福新 高京生 张兆鹤 赵 毅  
吕鸿达

编写人员：袁 鹰 顾德明 吕锦忠 金永明 葛 庆 吴建中  
黄庆华 陈 倪 王 伟 蒋浦宁 梁友贵

(上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂)

王富美 李殿臣 任大康 祝海义 樊庆林 李 庆

周克澄 李宇峰 陆永良

(哈尔滨汽轮机厂有限责任公司)

王建录 王 政 魏松涛 尚小林 谭顺科 袁永强

鲁鹏年 李曦滨 魏国钧 谭 锐 王宝忠 李 飞

陈广斌 屠兴恩 徐正华 许 晔 刘伟龙 柏鸿仁

钟 杰 冷进明 石联锋 李后山 刘建勇 房贵明

刘贻兴 孙游卿 刘仁君 杨天伦 黄敬贵

(东方汽轮机有限公司)

孙 庆 胡先约 赵中平 张兆鹤 崔 琦 刘凤珍

史进渊 王兴平 (上海发电设备成套设计研究院)

朱兴梓 范伟民 王悦武

[中国联合工程公司(原机械工业部第二设计研究院)]



杨家强 (南京汽轮电机(集团)有限公司)  
李庆松 (南京汽轮电机(集团)有限公司)  
方洪祖 (南京汽轮电机(集团)有限公司)  
林公舒 (哈尔滨汽轮机厂有限责任公司)  
薛 恒 (哈尔滨汽轮机厂有限责任公司)  
叶东平 (哈尔滨汽轮机厂有限责任公司)  
王 强 (东方电气集团公司)  
薛以泰 (杭州锅炉集团有限公司)  
赵剑云 (杭州锅炉集团有限公司)  
董卫国 (西安热工研究院有限公司)  
姜焕农 (江苏华电戚墅堰发电有限公司)

# 第1章 汽轮机总体设计

## 1 概述

汽轮机是以一种将工质（水蒸气）的热能转换为机械功的旋转式动力机械。它具有单机功率大、效率高、运转平稳、单位功率制造成本低、使用寿命长和燃料适应范围广等优点，在现代工业中得到广泛应用。

汽轮机是发电用的原动机。在现代化石燃料电站、核电站以及联合循环电站中，都采用以汽轮机为原动机的汽轮发电机组，如图 4.1-1 所示。

由于汽轮机能变速运行，因此可以用它直接驱动各种

泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等。此外，还可以利用汽轮机的排汽或中间抽汽满足生产和生活上的供热需要。

汽轮机通常在高温、高压及高转速条件下工作，是一种较为精密的重型机械。它的制造和发展涉及许多工业部门和学科领域，如高强度耐热合金钢的研制，优质大型锻、铸件的供应，高效率叶型和长叶片的设计和研制，在加工制造中数控技术、焊接技术的应用，机组运行中集中控制和程序控制水平的提高，以及热工学、流体动力学、强度振动、自动控制、计算机和测试技术等方面的理论和试验研究。因此，汽轮机制造业的发展是反映国家工业技术发展水平的标志之一。

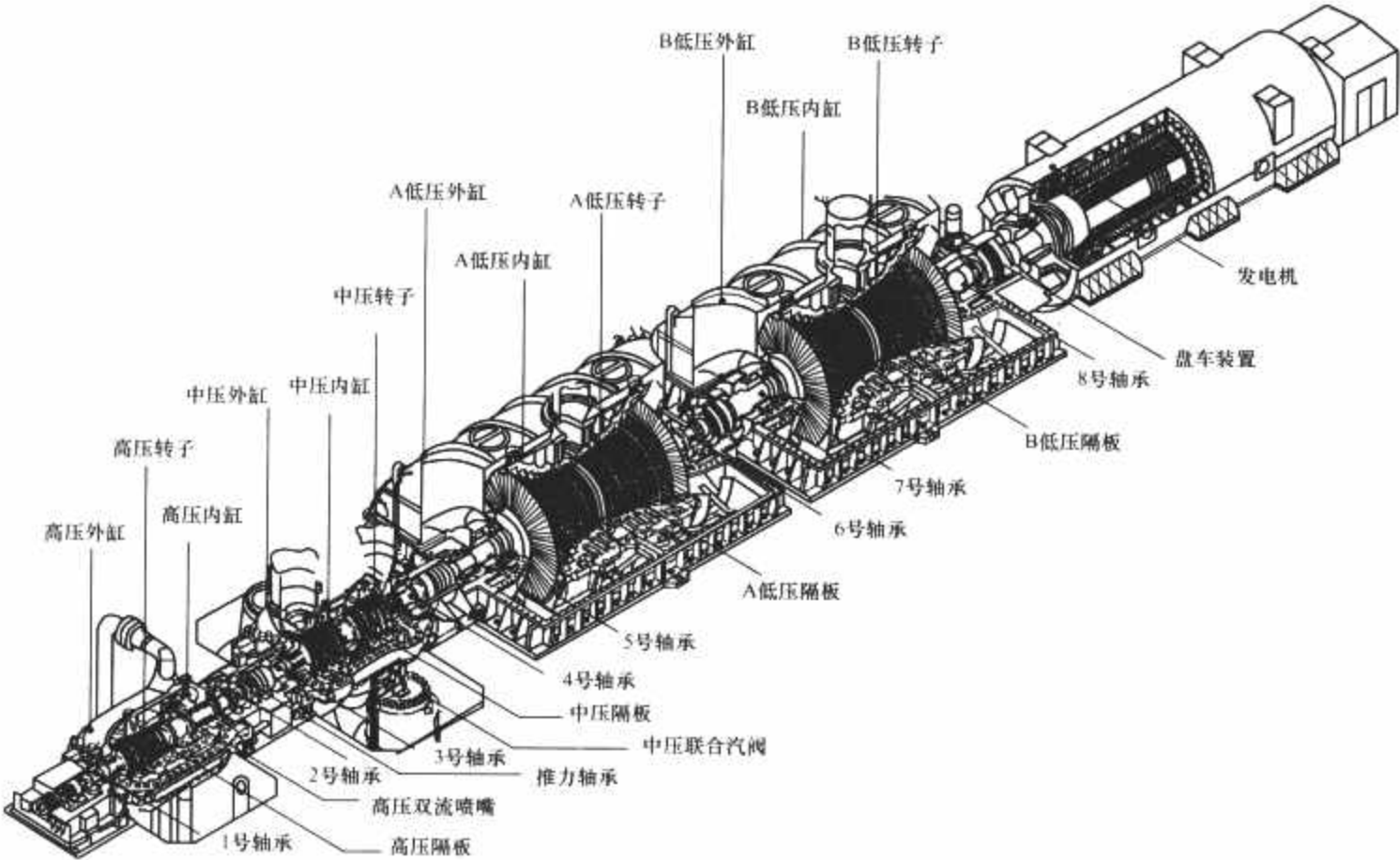


图 4.1-1 大型汽轮发电机组

### 1.1 汽轮机的发展

自 1883 年瑞典工程师拉瓦尔和 1884 年英国工程师帕森斯分别研制了第一台实用的单级冲动式和多级反动式汽轮机以来，汽轮机的发展已有一百多年的历史。目前，世界上已投运的化石燃料电站汽轮机，最大单机功率有 1300MW 的双轴机组和 1200MW 的单轴机组。核电站汽轮机的最大单机功率已达 1550MW。

目前，全世界 75% 以上的发电量是由汽轮发电机组的电站（包括核电站和化石燃料电站）提供的。面对各种新能源和新动力装置的挑战，传统的蒸汽轮机电站技术也正在不断向前发展，新一代发电设备应具备可靠、大型、高效、清洁、投资低和自动化水平高等性能，其发展趋势如下：

(1) 研究开发电站高温材料，增大单机功率，提高蒸汽初参数，改进汽轮机的通流设计，优化中间再热和给水回热系统，提高汽轮机的效率。

- (2) 发展大型热电联产机组，以提高电站热力循环的效率，最大限度地提高燃料中一次能源的利用率。
- (3) 开发以计算机和电子元器件为基础的汽轮机控制系统和电站控制系统，以提高机组的自动化水平。
- (4) 采用先进的加工制造设备和工艺，按 ISO 9000 质量标准建立完整的质量保证体系，以确保产品质量和工作质量，提高机组的可靠性和可用率。
- (5) 在保证设备的安全性和运行可靠性的前提下，采用基于寿命管理的变负荷控制和机炉电的协调控制方式，提高机组的运行水平，使其不但有最高的经济性，而且适应电网负荷的变化。

### 1.2 提高机组经济性

#### 1.2.1 提高蒸汽参数，采用中间再热

为充分提高机组的经济性，大功率机组蒸汽参数的发展趋势是采用超临界压力，高于 538℃ 的蒸汽温度和二次中间



再热。目前世界上已有数百台超临界和超超临界参数的汽轮发电机组投入运行。超超临界机组的压力参数已经达到 25~31MPa, 蒸汽温度达到 566~610℃, 热效率可以达到 42%~45%。目前已掌握的设计和材料技术已为采用较高的蒸汽参数打下了基础, 使蒸汽温度有进一步提高的趋势。但在进行具体的机组设计时, 还必须从燃料成本、设备成本和电厂投资成本等方面进行综合技术经济分析来确定合理的蒸汽参数。

提高蒸汽初参数和再热参数是提高机组经济性的重要手段, 但该手段的实施常常受到材料技术发展的制约。

### 1.2.2 改进汽轮机通流设计

目前, 应用可控涡设计和全三维气动热力分析计算为核心的汽轮机通流部分设计方法已趋于成熟, 以弯扭联合成型全三维叶片为代表的通流设计已进入工业化实用阶段, 使用三维 CAD 软件进行三维曲面、实体造型和采用多轴数控加工, 大大提高了叶片的实物质量。实践证明, 这些新技术对提高汽轮机的效率有显著效果, 已成为世界各汽轮机制造厂开发和试验研究的方向之一。

### 1.2.3 增大单机功率

增大单机功率可以提高机组的经济性, 降低机组单位功率的造价, 减少电厂的运行和维护费用。一般, 机组容量增大 1 倍, 电厂单位功率的造价大约可降低 15%, 运行维护费用可降低约 4%。

单机功率增大主要与汽轮机排汽口个数、长叶片的发展、汽轮机转速和单轴或双轴有关。

要提高汽轮机的功率, 只有通过增大汽轮机末级的排汽面积来实现。

增大汽轮机末级排汽面积的方法主要有两种:

- (1) 增加低压缸的数量, 使低压排汽口的数量增多。
- (2) 增大末级叶片的平均直径和高度, 使单个排汽口的面积增加。

对于单轴汽轮机, 由于差胀等问题, 目前有业绩的汽缸总数为五个, 即双流低压缸不超过三个, 排汽口不超过六个。如功率需再增大, 则可增加末级叶片平均直径和高度, 也可采用双轴机组或半转速机组。

开发长叶片除考虑其运行可靠性、安全性和经济性外, 还要有防水蚀措施, 结合各工厂的工艺特长, 确定合理的防水蚀结构。

## 1.3 提高自动化水平

大功率汽轮发电机组的运行工况比较复杂, 安全可靠性要求比较高, 因此汽轮机的调节控制系统既要操作调整方便、自动化程度高, 又要调节品质好、控制精度高, 更要安全可靠、可用率高。当前汽轮机调节控制系统的发展趋势是采用以微型计算机为基础的数字式电液控制系统, 既能完成转速调节、功率调节和机炉协调控制功能, 还能按限定的机组部件热应力等允许条件, 实现自动启动、升速、同步并网、负荷变化、阀门管理和运行工况监测、图像显示及记录打印, 以及事故追忆和部件故障诊断等功能, 其特点是集控制、监测、保护和数据处理为一体, 满足各种运行工况的需要, 保证机组的安全经济运行。

## 1.4 汽轮机总体设计的主要任务

### 1.4.1 机组主要参数确定和机炉电容量匹配

根据机组的功率确定机组的主要参数, 如主蒸汽温度、主蒸汽压力、再热蒸汽温度 (对中间再热机组)、背压、给

水温度等。根据容量匹配的原则, 确定锅炉的最大连续蒸发量、汽轮机的最大连续流量和最大连续功率、发电机的最大功率等, 并进行热平衡计算。

### 1.4.2 机组各种系统的确定

(1) 热力系统。根据机组的主要参数和容量, 经济合理地确定机组的热力系统, 选择中间再热级数、再热蒸汽压力和压力损失, 确定各缸级数, 选择给水加热器的数目和形式, 选定加热器的端差、抽汽管道压力损失和散热损失等。

(2) 控制、监视和保护系统。根据对机组运行方式的要求, 合理选择汽轮机的控制、监视和保护系统, 确定控制保护逻辑和液压系统的设计。

(3) 润滑油系统。根据制造厂的经验, 结合机组的具体要求设计润滑油系统。确定轴承的耗油量, 油泵、油箱及冷油器的容量和类型, 以及润滑油管道的形式, 例如套装油管道和组合油箱等。

(4) 汽封系统。根据制造厂的经验, 结合机组的具体要求设计汽封系统 (非自密封式汽封系统或自密封式汽封系统)。选择均压箱 (或汽封母管) 的压力, 确定驱动给水泵汽轮机的汽封系统 (独立或合并于主汽轮机)。

(5) 疏水及通风系统。确定系统和选择阀门类型。

(6) 滑销及锚固系统。确定机组死点和相对于基础的膨胀方式, 选择汽缸和轴承座的推拉装置结构形式等。

### 1.4.3 合理确定主机结构

确定汽轮机高温部件的使用材料、进汽结构、轴数、汽缸数、排汽口数、汽缸层数和各缸叶片类型, 确定轴承形式和数目, 确定轴端汽封和轴承座类型 (座缸式轴承座或落地式轴承座)。

### 1.4.4 确定启动运行方式和配汽方式

确定主汽阀、调节阀的布置, 支承方式及其和蒸汽管道的死点及膨胀补偿方式; 确定汽轮机与凝汽器的连接方式 (刚性连接或挠性连接)。

## 2 汽轮机分类及型号编制方法

### 2.1 汽轮机分类

汽轮机种类繁多, 可以按照进汽参数、工作原理、热力特性、结构特点等进行分类, 详见表 4.1-1。

表 4.1-1 汽轮机分类

分类原则	形 式	简 要 说 明
按工作原理分	冲动式汽轮机	主要由冲动级组成, 蒸汽主要在静叶栅中进行膨胀, 在动叶栅中只有少量膨胀
	反动式汽轮机	主要由反动级组成, 蒸汽在静叶栅和动叶栅中膨胀量基本相同。由于反动级不能做成部分进汽, 调节级常采用冲动级
按热力特性分	凝汽式汽轮机	汽轮机排汽在低于大气压力的真空状态下进入凝汽器, 并凝结成水
	背压式汽轮机	汽轮机排汽压力大于大气压力, 排汽供热用户使用。当排汽用作其他中低压汽轮机的工作蒸汽时, 则称为前置式汽轮机
	抽汽凝汽式汽轮机	在汽轮机的级间调整抽汽, 供给热用户, 其排汽则进入凝汽器。包括一次调整抽汽式和二次调整抽汽式

续表		
分类原则	形 式	简 要 说 明
按 热 力 特 性 分	抽汽背压式汽轮机	具有调整抽汽的背压式汽轮机
	中间再热式汽轮机	蒸汽膨胀到某一压力后，被送入锅炉再热器中再热，然后再进入汽轮机继续膨胀做功，最后排入凝汽器。大容量汽轮机主要采用这种形式
	多压式汽轮机	利用其他来源的蒸汽引入汽轮机相应的中间级，与原来的蒸汽一起工作。通常用于联合循环电站的工业生产流程中，用来综合利用蒸汽的热能
按 进 汽 参 数 分	超超临界汽轮机	进汽压力（绝对）大于 28MPa 或主蒸汽、再热蒸汽温度高于 580℃
	超临界汽轮机	进汽压力超过蒸汽的临界压力（绝对）22.2MPa，温度为 538~566℃
	亚临界汽轮机	进汽压力（绝对）为 16~18MPa，温度为 535~540℃
	超高压汽轮机	进汽压力（绝对）为 12~14MPa，温度为 535~540℃
	高压汽轮机	进汽压力（绝对）为 8.8MPa 左右，温度为 535℃
	次高压汽轮机	进汽压力（绝对）为 4.9~5.88MPa，温度为 435~470℃
	中压汽轮机	进汽压力（绝对）为 3.43MPa 左右，温度为 435~470℃
	次中压汽轮机	进汽压力（绝对）为 2.35MPa 左右，温度为 390℃
按 蒸 汽 流 向 分	轴流式汽轮机	在汽轮机内，蒸汽基本上沿轴向流动
	辐流式汽轮机	在汽轮机内，蒸汽基本上沿辐（径）向流动
按 用 途 分	电站汽轮机	用于发电或热电联供的汽轮机
	工业汽轮机	用于驱动其他旋转机械的汽轮机
	船用汽轮机	用于驱动船舶螺旋桨的汽轮机
按 排 列 方 式 分	单轴汽轮机	汽轮机与发电机呈串联排列，同轴驱动
	双轴汽轮机	汽轮机由多缸组成，呈并联排列，驱动两台发电机，机组的功率为两台发电机功率之和。通常，高中压缸驱动一台全转速的发电机，低压驱动另一台半转速的发电机；也可由高压缸和一个低压缸驱动一台发电机，中压缸和另一个低压缸驱动另一台发电机

汽轮机还可以按其他方式进行分类，如按汽缸数目可分为单缸、双缸、多缸、合缸汽轮机，按排汽冷却方式的不

同，有空冷（干冷）、水冷（湿冷）汽轮机之分，按负荷特性的差异又分基本负荷、尖峰、三班制汽轮机等。

2.2 汽轮机型号的编制方法

汽轮机产品的型号由三部分组成，依次分别表示形式和功率、蒸汽参数、变型次序；各部分之间用短横线隔开，表示方法如图 4.1-2 所示。

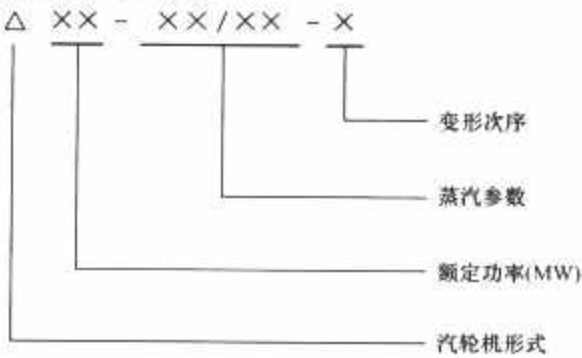


图 4.1-2 汽轮机型号的表示方法

汽轮机型号的第一部分包括两段。第一段是汽轮机的形式代号，用大写汉语拼音字母表示，各代号见表 4.1-2；第二段表示汽轮机的额定功率，数值单位 MW。

表 4.1-2 形式代号表示法

代 号	形 式	代 号	形 式
N	凝汽	B	背压
C	抽汽凝汽	CB	抽汽背压
CC	双抽汽凝汽		

型号的第二部分表示蒸汽参数。蒸汽绝对压力（MPa）及蒸汽温度（℃）按先压力后温度的次序排列，两数字间用斜线“/”分开，见表 4.1-3。

表 4.1-3 蒸汽参数表示方式

形 式	参数表示方式	示 例
凝汽式	蒸汽初压/蒸汽初温	N50-8.82/535
中间再热凝汽式	蒸汽初压/蒸汽初温/再热温度	N300-16.7/537/537
抽汽凝汽式	蒸汽初压/抽汽压力	C50-8.82/0.118
双抽汽凝汽式	蒸汽初压/高压抽汽压力/低压抽汽压力	CC50-8.82/0.98/0.112
背压式	蒸汽初压/背压	B25-8.82/0.98
抽汽背压式	蒸汽初压/抽汽压力/背压	CB25-8.82/0.98/0.118

另外，当需要表示汽轮机其他重要形式特征时，允许在规定的形式代号的前后作补充说明。表示新汽来源（产生或注入情况）特征的补充说明放在规定的形式代号之前；表示冷却特征的补充说明放在规定的形式代号之后。说明举例见表 4.1-4。

表 4.1-4 重要形式特征的说明举例

符号	意 义	符号	意 义
Y	移动式汽轮机	J	舰船用汽轮机
D	地热式汽轮机	S	湿蒸汽(余热利用)汽轮机
H	核能汽轮机	L	联合循环汽轮机
Z	多压式(注入式)汽轮机	ZK	直接空气冷却式汽轮机
JK	间接空气冷却式汽轮机		



型号的第三部分表示结构变型，按制造厂对某种汽轮机变型设计的顺序排列，用阿拉伯数字表示。

3 蒸汽参数、容量系列与规范

3.1 蒸汽参数、容量系列

蒸汽参数通常按容量分挡。容量小的机组参数较低，随着容量的增加，参数随之增高。现代大功率机组采用的新蒸汽参数越来越高，从高温高压机组发展到超高压、亚临界、超临界和超超临界参数的机组。

同时，汽轮机的蒸汽参数与电站的热经济性、安全可靠性和制造成本以及产品系列等因素有关。一般而言，蒸汽参数越高，电站的经济性越高，相应的制造成本也越

高；同时，蒸汽参数也将影响电站的投资和运行维护费用。因此，蒸汽参数应在对电站成套设备统筹兼顾、综合平衡，进行全面的技术经济分析后加以确定。当前，为进一步降低能耗，减少排污和改善环境，在材料工业发展的支持下，汽轮机的蒸汽参数正朝着更高参数的超超临界技术方向发展。

由于用途广泛和使用条件各异，汽轮机的制造特点是单台或小批量生产。为了缩短设计制造周期，增加产量，降低成本，汽轮机生产制造商需要搞好产品和主要零部件的系列化、通用化和标准化工作。目前，电站汽轮机已经采用了按蒸汽参数、功率等级相匹配的产品系列。我国由于历史原因，汽轮机的蒸汽参数已经定型，常用的固定式发电用汽轮机的容量与参数规范见表 4.1-5～表 4.1-7。

表 4.1-5 非再热式汽轮机新蒸汽参数系列

类 别	新蒸汽压力 (MPa)	新蒸汽温度 (℃)	新蒸汽流量推荐范围 (t/h)	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级/相应大致的新蒸汽流量 (阀门全开)[MW/(t/h)]
低压	1.28	340	5～10	0.75/5、1/10
次中压	2.35	390	10～20	1.5/10、3/20
中压	3.43	435、450、470	20～120	3/20、6/40、12/70、20/100、25/120
次高压	4.90	435、450、470	30～150	6/30、12/65、20/90、25/110、35/150
	5.88	460、470		
高压	8.8	535	100～410	25/100、35/140、50/210、100/410

表 4.1-6 再热式汽轮机新蒸汽参数及再热温度系列

类 别	新蒸汽压力 (MPa)	新蒸汽温度/再热温度 (℃/℃)	新蒸汽流量推荐范围 (t/h)	仅凝汽式汽轮机适用的容量等级/相应大致的新蒸汽流量 (阀门全开)[MW/(t/h)]
超高压	12.7 13.2	535/535、537/537、 538/538、540/540	400～670	125/400、150/480、200/670
亚临界	16.7 17.8	535/535、537/537、 538/538、540/540	800～2500	250/800、300/1025、330/1018(电动给水泵)、 600/2020、700/2350
超临界	24.2	538/566、566/566	1500～4000	600/2000、700/2300 800/2600、1000/3300

表 4.1-7 超超临界汽轮机新蒸汽参数及再热温度系列

类 别	新蒸汽压力 (MPa)	新蒸汽温度 (℃)	一次再热温度 (℃)	二次再热温度 (℃)	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级 (MW)
仅温度超过规定值	24.2	566	580	不推荐	600、700、800、1000
	25	566	593		
	26	580	580		
		593	593		
		600	600		
		610	610		
仅压力超过规定值	28	566	566	566	600、700、800、1000
	31				
压力温度均超过规定值	28	580	580	580	600、700、800、900、1000
	31	593	593	593	
		600	600	600	

为了节约能源，我国对 50MW 以下中小功率的机组，以发展热经济性较高的热电联供式汽轮机为主。

3.2 背压的选择

在循环初参数相同的情况下，降低汽轮机的背压（或提

高凝汽器的真空度），可使放热平均温度降低，循环效率提高。

但是，降低背压将导致汽轮机低压部分的蒸汽湿度增大，降低汽轮机的相对内效率并减少叶片寿命。同时，随着增大的排汽比体积将使末级排汽面积和凝汽器尺寸相应增

大,金属消耗和设备投资增加。对于一定的末级排汽面积,若过分降低背压,反而会使其经济性降低。

### 3.2.1 湿冷汽轮机背压

湿冷汽轮机背压的数值应根据冷却水温 and 供水方式,排汽流量和末级叶片特性,汽轮机及凝汽设备的造价和运行费用等因素,结合产品系列和总体布置合理地确定。

湿冷汽轮机设计背压应按年平均水温进行优化。我国大部分地区的平均冷却水温为  $20^{\circ}\text{C}$ ,凝汽器压力通常采用  $4.9\text{kPa}$ (用江河湖海水冷却的开式循环)到  $5.4\text{kPa}$ (用冷却塔循环水冷却的闭式循环)。当平均冷却水温为  $25^{\circ}\text{C}$  时,凝汽器压力约为  $6.4\text{kPa}$ 。

湿冷汽轮机背压(或凝汽器的真空度)是由凝汽器的传热面积、冷却水温度和冷却水量决定的。因此,湿冷汽轮机背压的选取要综合汽轮机、凝汽器和冷却水量等多方面的因素进行技术经济优化而定。最佳背压的选择最终由制造厂与电站设计共同优化决定。

### 3.2.2 空冷汽轮机背压

空冷汽轮机的设计背压是综合考虑了当地大气温度情况、空冷系统设计特性与投资、汽轮机排汽端设计性能和投资、年运行费用等因素在内的综合优化的结果,旨在保证机组在全年范围内,投资与运行费用之间达到最高的综合技术经济性。

## 3.3 转速

由于发电机的极数只能成对地增加或减少,因此大型电站汽轮机的转速通常选用两挡:

对  $50\text{Hz}$  电网,为  $3000\text{r/min}$  或  $1500\text{r/min}$ ;

对  $60\text{Hz}$  电网,为  $3600\text{r/min}$  或  $1800\text{r/min}$ 。

$3000\text{r/min}$  和  $3600\text{r/min}$  称全转速机组; $1500\text{r/min}$  和  $1800\text{r/min}$  称半转速机组。

在给定的蒸汽初参数和背压条件下,汽轮机的极限功率与转速平方成反比,因此降低汽轮机转速是提高汽轮机功率的有效措施。将汽轮机转速降到半转速,在理论上将允许把功率提高 4 倍。在发展大功率汽轮机的过程中,为设计更大容量的机组而采用双轴布置(即两个轴系),一个是全转速的高、中压缸,另一个是半转速的低压缸。目前大容量核电汽轮机仍广泛采用半转速设计,都是基于这个道理。另外,低压部分若采用半转速。(即  $1500\text{r/min}$  或  $1800\text{r/min}$ ),则低压末级叶片可采用新型高效的长叶片,增大排汽面积,提高机组的经济性。

电站给水泵汽轮机及工业用汽轮机为变转速,其转速范围根据给水泵及被拖动对象的工作特性选定。

## 3.4 汽轮机工况的定义

汽轮机工况的定义涉及机、炉、电容量的匹配。最典型的汽轮机工况有:

(1) 额定工况(热耗考核工况、THA 工况)。当汽轮机在额定主蒸汽、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质,额定背压,回热系统条件下正常投运,补给水率为零,规定的最终给水温度,以及发电机为额定运行条件、额定效率时,汽轮发电机组输出额定功率的工况称为汽轮机的额定工况。此时的蒸汽流量称为汽轮机的额定蒸汽流量。机组在此工况运行最经济,通常作为热耗率保证值的验收工况,也称为热耗考核工况。

(2) 铭牌功率工况(TRL 工况)。当汽轮机在额定主蒸汽、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质,对湿冷机组一般背

压为  $11.8\text{kPa}$ (对空冷机组背压一般为  $30\text{kPa}$ ),回热系统正常投运,补给水率为  $3\%$  规定的最终给水温度,以及发电机为额定运行条件与额定效率时,汽轮发电机组输出额定功率的工况称为汽轮机的铭牌功率工况。此时的蒸汽流量称为最大保证流量。此工况通常作为汽轮机额定出力的验收工况。

我国规定,在夏季冷却水温或气温升高时,汽轮机应能发出额定功率。冷却水温及气温升高时对应的凝汽器压力一般在上述背压附近,故汽轮机铭牌功率工况通常也称为汽轮机夏季工况。

(3) 最大连续功率工况(T-MCR 工况)。当汽轮机在额定进汽参数和额定背压下,回热系统正常投运,补给水率为零,发电机为额定运行条件、额定效率,且通过汽轮机的流量为铭牌功率工况的蒸汽流量时,汽轮发电机组的输出功率为汽轮机的最大连续功率。

(4) 调节阀全开工况(VWO 工况)。汽轮机处于调节阀全开,额定进汽参数和额定背压,回热系统正常投运,补给水率为零,以及发电机为额定运行条件时的工况称为汽轮机的最大计算工况。此工况下汽轮发电机组的输出功率为汽轮机的最大功率。(汽轮机的最大功率一般不作为保证值)此时通过汽轮机的流量约为铭牌功率工况流量的  $105\%$ 。

## 3.5 机电炉参数容量的匹配

汽轮机、发电机、锅炉以及其他辅机是组成整个电站的必要部件,它们之间关系密切,相互牵连,其参数和容量应合理匹配。

就蒸汽参数而言,锅炉出口的新蒸汽压力和温度,必须按汽轮机主汽阀前的参数考虑管道压力损失和温降来确定。通常,主蒸汽管道的压降约为  $5\%$  进汽压力;温降则取决于压降和管道保温,约为  $3^{\circ}\text{C}$ 。对于再热式机组,应考虑冷、热再热管道和锅炉再热器的压力损失和温降。一般冷、热再热管道和再热器的总压力损失为汽轮机高压缸排汽压力的  $8\%\sim 10\%$ ;再热器出口至汽轮机中压缸进口间的温降约为  $3^{\circ}\text{C}$ 。汽轮机回热抽汽口至加热器间的管道压力损失约为抽汽压力的  $3\%\sim 5\%$ ,抽汽管道及加热器本身的散热损失,由于保温措施的改善,通常可以不计。汽轮机末级动叶片出口压力,在没有低压缸排汽涡壳性能资料的条件下,一般可近似假定为凝汽器喉部的进口压力。

凝汽式汽轮机除确保在正常参数下发出额定出力外,还要保证机组在冷却水温升高或主蒸汽参数下降至一定值时,机组仍能发出额定出力,此时汽耗量要增大一些。另外,由于汽水损失、制造误差、长期运行的老化以及电厂用汽的需要,汽耗量也会有所增加。因此,锅炉的蒸发量要根据具体情况确定。

对于中压机组或供热式机组,主蒸汽管道采用母管制系统。锅炉与汽轮机的容量可根据各自的规范适当组合,而锅炉的蒸发量可结合电站设计综合选定。对于中间再热机组,主蒸汽管道采用单元制系统,机炉汽量应合理配套。一般情况下,锅炉的最大连续蒸发量(B-MCR)应满足汽轮机的 VWO 工况流量。

发电机、主变压器和其他辅机的容量匹配,应满足汽轮机最大连续功率(T-MCR)的需要。

## 4 配汽、启动和运行方式

### 4.1 汽轮机运行与设计的要求

汽轮机部件维持适当的应力水平,保证足够的使用寿



命,避免局部过热损伤是汽轮机在启动、负荷变化和甩负荷等各种工况下运行的基本要求。

汽轮机组的设计与运行方式密切相关。因此,机组运行的灵活性和负荷适应性,应在机组方案设计阶段根据用户的要求确定。具体设计内容是在机组的设计寿命内确定机组的启停次数及负荷变化次数。

(1) 为满足机组运行的要求,汽轮机本体及其辅助设备与系统的基本设计要求为:

1) 对于高温高压汽轮机的静子部分,除应考虑运行中承受的压力和其他机械载荷外,还应考虑机组启动、停机以及升降负荷运行过程中部件产生的热膨胀、热变形及热应力,避免部件间因相对热胀差造成动、静间隙变化而导致相碰,以及部件本身因温度梯度变化而产生热应力和热变形导致低周疲劳损伤等。设计静子部件时还应考虑机组运行时热膨胀对轴系对中的影响。

2) 高温转子通常是运行中最易受到热冲击的部件,应充分考虑机组在各种运行工况下转子所产生的热应力。热应力与温度梯度和转子直径有关,因此要选择合适的直径,既满足对热应力的要求,又能满足转子刚度的要求。因此,对高温转子,除离心力产生的应力外,还应叠加热应力,特别是机组启动和甩负荷后带厂用电运行时,应特别注意转子中心孔处的应力。

3) 转子轴颈和联轴器除考虑稳定工况的扭转应力外,还应考虑发电机短路和电网干扰等引起的瞬间冲击扭矩,以确保转子的安全可靠。

4) 大型机组转子数多,轴系结构复杂。轴系运行的稳定性是机组安全可靠运行的重要基础之一,因此必须对转子—轴承(基础)系统的动力特性进行精心设计,包括各种不同运行工况下各轴承(基础)的稳定性,轴系的横向和扭转振动,以及轴系安装找中计算等。此外,每根转子必须在工厂做动平衡试验和超速试验。

5) 应合理地选用部件的材料,高温部件的材料应具有长期稳定的耐高温性能。

(2) 为确保机组的安全启、停和运行,应配置必要的辅助设备和系统:

- 1) 汽轮机组热胀滑销系统。
- 2) 汽轮机轴封系统和本体疏水系统。
- 3) 汽轮机润滑油系统。
- 4) 汽轮机抽真空系统。
- 5) 为改善汽轮机高温部件温度分布的蒸汽冷却系统。
- 6) 防止停机后转子热弯曲的盘车装置(亦用作启动盘车)。
- 7) 高温汽缸壁和阀壳的保温装置。
- 8) 汽轮机保安和监测系统。
- 9) 合理的汽轮机旁路系统。

## 4.2 汽轮机的配汽方式

改变汽轮机进汽量的方式叫配汽方式。最典型的配汽方式有喷嘴配汽(又称顺序阀调节)和节流配汽(又称单阀调节)。从运行方式分,配汽方式又分为复合配汽和滑压配汽,另外还有旁通配汽方式。

喷嘴配汽方式中汽轮机有多个(组)调节阀,每个(组)调节阀只控制一个喷嘴组进汽。依次开启(或关闭)调节阀,即可改变喷嘴组面积,控制进入汽轮机的流量,实现负荷改变。由于各阀依次开启(或关闭),在任意工况下,仅一阀部分开启,其余各阀均为全开(全关),故进入汽轮

机的总流量中,只有流过部分开启的阀门的小部分蒸汽受到节流,从而大大改善了机组低负荷的热经济性。

节流配汽是在蒸汽参数一定的情况下,通过开大或关小一个或多个调节阀,调节阀的开度以控制进入汽轮机的流量。节流配汽汽轮机结构简单,无调节级,制造成本较低。

节流配汽在部分负荷下产生较大的节流损失,效率较低,但各级蒸汽温度随负荷而变动的幅度较小;喷嘴配汽在部分负荷下通过顺序开大或关小各个调节阀,节流损失小,效率较高,但调节级后蒸汽温度在变工况下变动的幅度较大。为了吸收喷嘴及节流两种配汽方式的长处,大功率汽轮机一般采用复合配汽。

复合配汽是在启动及低负荷时采用所有调节阀同时开启(单阀)的节流调节配汽以减小启动过程中的热冲击,避免汽缸及转子应力过大,利于快速启动及运行安全可靠,而随着负荷的增加,温度场趋于稳定后,配汽方式逐渐由单阀节流调节配汽过渡到调节阀顺序开启的喷嘴调节配汽。

另外,为了避免汽轮机在部分负荷下的节流损失,从运行方式考虑还有滑压配汽。滑压配汽通过改变汽轮机进汽量进而改变汽轮机功率,其特点是在保持调节阀开度不变,锅炉出口蒸汽温度为设计值的前提下,通过改变锅炉出口压力进而改变汽轮机进口压力,控制汽轮机进汽量。滑压配汽有纯滑压配汽和部分节流下滑压配汽两种模式。纯滑压配汽时调节阀全开,节流损失小,经济性高;部分节流下滑压配汽时调节阀开度约85%~95%,并保持不变。

旁通配汽是通过阀门将旁通蒸汽从参数相当的中间级注入汽轮机,以改变一部分通流级(下游级)的流量及功率。常用于舰用汽轮机、蒸汽—燃气联合循环及核电汽轮机。

一般应根据机组承担的负荷性质(如基本负荷、中间负荷、两班制等)、经济性要求,合理地选定机组的配汽方式。为提高变工况下机组的经济性,常采用喷嘴调节配汽;对于大功率机组,通常采用复合配汽,以提高运行的经济性。

## 4.3 启动方式

### 4.3.1 按新蒸汽参数分类

根据启动过程中采用的主蒸汽参数,汽轮机组的启动方式可以分为以下两类。

(1) 额定参数启动。在整个额定参数启动过程中,从冲转直至汽轮机达到额定负荷为止,主汽阀前的蒸汽参数(压力和温度)始终保持额定值。该启动方式的启动时间长、经济性差、金属部件受热冲击大、热应力大,优点是汽轮机、锅炉相互干扰小。额定参数启动方式一般用于母管制供汽的汽轮机,大容量汽轮机几乎都不采用。

(2) 滑参数启动。滑参数启动过程中,主汽阀前的蒸汽参数(压力和温度)随机组转速或负荷的变化而逐渐升高。这种启动方式的汽水损失小,经济性好;汽缸和转子受热均匀,热冲击小,可以在保证安全的前提下加快启动。此外,滑参数启动还可实现机、炉同时启动,缩短启动时间,是一种较好的启动方式,目前国内外大容量机组广泛采用。

### 4.3.2 按冲转时的进汽方式分类

根据冲转时的汽缸进汽方式,汽轮机组的启动方式又可分为两类。

(1) 中压缸启动。对于再热式汽轮机组,启动时高压缸先不进汽,由中压缸进汽冲转,直到机组带一定负荷后,再切换到常规的高中压缸联合进汽方式,直到机组带满负荷运行,这种启动方式称为中压缸启动。由于中压缸启动时易于实现再热蒸汽温度与缸温的匹配,因此可避免热冲击,降低

热应力。

由于中压缸启动时高压缸不进汽,高压缸金属温度的升高依靠摩擦鼓风加热,为避免高压缸金属温度升高过缓,在进汽由中压缸向高压缸切换时主蒸汽温度与金属温度不匹配,一般中压缸启动前要对高压缸进行预热。

(2) 高、中压缸联合启动。启动时蒸汽同时进入高压缸和中压缸(启动开始时中调门参与调节)并冲动转子的方式称为高、中压缸联合启动。该启动方式比较简单。

启动时通过高压阀门开度控制蒸汽进入高压缸,中压阀门全开不参与调节的方式称为高压缸启动。

#### 4.3.3 按冲转前汽轮机金属温度分类

高、中压缸联合启动及高压缸启动时按高压第一级处(内缸或转子表面)金属温度划分;中压缸启动时按中压第一级(内缸或转子表面)金属温度划分为:

(1) 冷态启动。停机超过 72h,金属温度已下降至其额定负荷值的 40%以下。

(2) 温态启动。停机 10~72h,金属温度已下降至其额定负荷值的 40%~80%。

(3) 热态启动。停机不到 10h,金属温度约高于该测点额定负荷值的 80%。

(4) 极热态启动。机组脱扣后 1h 以内,金属温度仍维持或接近其额定负荷值。

#### 4.4 启动方式对旁路容量的要求

(1) 启动过程中要求锅炉出口汽温与汽轮机金属温度和汽轮机启动要求相匹配,一般选用(10%~30%)B-MCR 低容量旁路系统。

(2) 中压缸启动一般选用(35%~45%)B-MCR 容量。

(3) 在出现汽轮机跳闸或机组与电网解列时,仍可使锅炉继续运行,即可以实现停机不停炉。一般选用(30%~70%)B-MCR 容量较大的旁路系统。

(4) 可以满足各种形式的启动要求,汽轮机跳闸时安全阀不会起跳。一般选用 100% B-MCR 容量。

#### 4.5 运行方式

根据调整负荷时采用的方法不同,汽轮机组一般有两种运行方式:定压运行和滑压运行。

定压运行是在汽轮机改变负荷的过程中,新蒸汽的压力和温度保持不变,而改变阀门开度的一种运行方式。对于采用节流调节的汽轮机,一般通过改变调节阀的开度实现负荷改变;对于采用喷嘴调节的汽轮机,则通过依次开启或关闭调节阀实现负荷改变。定压运行方式是机炉分别控制,相互牵连较少。

滑压运行是在汽轮机改变负荷的过程中,保持阀门开度及进汽面积不变,而通过锅炉调节改变蒸汽压力的一种运行方式。滑压运行可分为纯滑压运行、节流滑压运行和复合滑压运行。

结合机组的配汽方式,有下列几种汽轮机运行方式可供选择:

- (1) 定压节流调节。
- (2) 定压喷嘴调节。
- (3) 纯滑压调节。
- (4) 滑压和部分节流调节。
- (5) 定压/滑压喷嘴调节。

不同运行方式对机组经济性和部件热应力的影响是不同的。因此,运行方式的选择应根据机组的配汽方式、承担的

负荷性质(如基本负荷、中间负荷、两班制等)、经济性要求、部件热应力以及其他因素综合考虑后确定。

现代汽轮机的数字式电液调节系统的“阀门管理”功能已可实现在机组运行的任何工况下使各种运行方式间平稳切换,即可以实现复合调节。

## 5 汽轮机总体结构

汽轮机总体结构设计任务是:合理确定汽轮机的结构选型(如汽轮机高、中、低压缸模块选择),合理确定机组总的外形尺寸和重量、机组总体布置、机组轴系以及机组的基础框架尺寸、基础载荷和管道布置,确保机组在各种不同工况下安全可靠地运行,并具有良好的经济性,做到启停运行灵活,安装检修方便且制造工艺性好。

汽轮机总体结构设计的依据是与用户签订的技术规范书和汽轮机原则性热力系统图,其主要内容有:

(1) 确定通流部分的布置形式和基本结构(汽缸数、分缸或合缸、顺流或反流、单流或双流)。

(2) 确定主要动、静部件的结构特征,排汽口数及末级叶片高度(排汽面积)。

(3) 确定机组布置方式(单轴布置或双轴布置),对轴系静动特性及主要部件进行初步核算。

(4) 确定机组的阀门、管道布置方式,验算管道对汽缸的作用力及力矩要满足汽缸稳定性的要求。

(5) 确定静子部分的支承方式和滑销系统以及转子和汽缸的热膨胀死点;近似估算机组热膨胀,初步确定通流部分的动、静间隙。

(6) 确定排汽缸同凝汽器的连接方式,以及汽轮机同发电机的连接尺寸。提出机组运行平台的基础负荷分配,检修部件放置图及有关开孔尺寸。

(7) 确定本体的汽、水、油系统和主要测点布置,提出本体的调节、保安要求。

### 5.1 机组热膨胀及支承—滑销系统

#### 5.1.1 支承—滑销系统

支承—滑销系统是静子部件的支承定位(如汽缸的支承猫爪,汽缸内部的隔板、隔板套以及内缸的支承和定位垫块等)和热膨胀时导向用的各种滑销的总称,其主要作用是维持静子和静子间严格的相对位置及静子与转子中心线的一致,并使静子和转子按规定方向自由膨胀(或收缩),通畅无滞止、无卡涩。滑销系统通常由横销、纵销、立销及推拉装置组成。

支承—滑销系统的设计要求是:

(1) 静子部件支承搭子的定位面应从结构上考虑,使温度变化时静子中心线变化最小。

(2) 支承搭子的承力部件(如轴承箱)的温度变化要小,以维持轴承座和轴承标高的稳定。

(3) 合理布置滑销,正确选择热膨胀的绝对死点和相对死点,根据汽缸数确定绝对死点数。

大型汽轮机的支承—滑销系统由以下几部分组成:

(1) 高、中、低压缸或/和轴承座的支承—滑销系统。该系统是汽轮机支承—滑销系统的主要系统,它规定了整个机组绝对膨胀死点的位置和数目、汽缸支承方式以及各滑销的布置等。图 4.1-3 所示为多死点支承—滑销系统。

(2) 内缸与外缸的支承—滑销系统。确定内缸与外缸的相对膨胀死点及支承和膨胀导向方式。

(3) 隔板、隔板套、喷嘴室等部件的支承和定位滑销



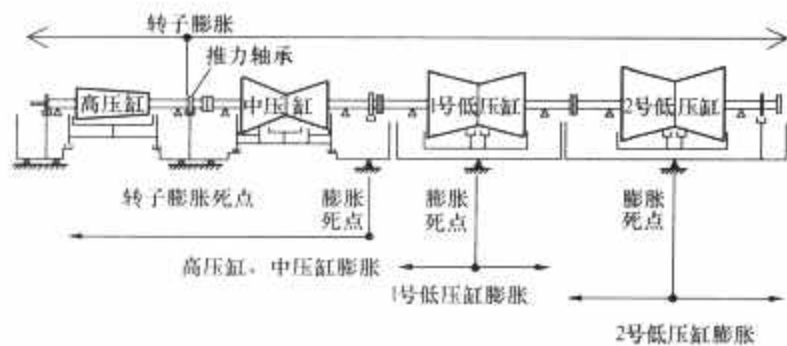


图 4.1-3 多死点支承—滑销系统

系统。

(4) 转子相对死点位置及推力轴承形式。

## 5.1.2 机组的热膨胀

### 5.1.2.1 静子和转子热膨胀死点的选择

为控制静子和转子的轴向和径向热膨胀相对值（以下简称胀差）和防止动、静部件相碰而造成事故，在总体结构设计时，通常要合理选择动、静部件的膨胀基准点。

动、静部件的膨胀基准点（或参照点）为计算胀差的基准点，即静子相对于机组基础的基准点和转子相对于静子（某点）的基准点。上述基准点分别称为机组的绝对死点和相对死点。转子相对静子的相对死点只有一个，就是转子轴向推力盘处。静子相对于机组基础的绝对死点是静子热膨胀计算的基准点，也是静子膨胀的起始点。以绝对死点为基准将静子分为前后两侧，两侧静子部件的膨胀方向相反。因此，确定绝对死点的位置就是确定各静子部件的膨胀方向。

中小功率汽轮机机组通常是单缸结构，机组轴向总尺寸较短，汽缸绝对轴向热膨胀也小，因此选用一个绝对死点。该死点位置通常选择在低压缸凝汽器中心线附近。

对于大功率汽轮机机组，由于汽缸数多，机组轴向尺寸长，绝对膨胀值也大，且总体布置复杂，以及因汽缸部件重，机组膨胀时各台板的滑动摩擦力也大等因素，常选择多个绝对死点。死点分别布置在中低压缸间轴承箱或低压缸处，将机组沿轴向划分成按不同方向膨胀的段，每段轴向膨胀值就小，从而有利于机组膨胀和控制相对胀差值，保证机组安全运行和维持各汽缸通流部分较小的动、静间隙，可获得良好的通流效率。另外，按一个方向膨胀的汽缸数少了，有利于减小汽缸膨胀时的摩擦阻力，使滑动舒畅，避免卡涩，缩短机组启停时间。

### 5.1.2.2 热膨胀计算

热膨胀计算主要是计算胀差。为使热膨胀计算能比较准确地反映实际运行情况，除了计算热膨胀外，还应计及静子和转子部件承受载荷后变形的影响，并应参照已投运的同类型或结构相似的机组在运行中的绝对膨胀值和相对胀差数据作必要的修正。

影响轴向相对胀差的因素有：

- (1) 静子及转子热膨胀。
- (2) 绝对死点个数、位置及相对死点位置。
- (3) 因压差和温度分布引起的部件（如汽缸、隔板、隔板套）挠性变形。
- (4) 因离心力引起的转子轴向收缩。
- (5) 汽封段温度的影响。
- (6) 轴承箱膨胀的通畅程度。

在上述因素中，热膨胀是最主要的。相对胀差值变化最大是在启、停工况和机组负荷变化剧烈时。供热机组在抽汽量大时，抽汽段后通流部分蒸汽参数（温度、压力、流量）变化大，对相对胀差值也有很大影响。因此，应对启、停工

况，稳定运行工况及特殊工况的胀差值进行计算分析，确保在各种工况下满足动、静间隙的最小要求。

径向间隙变化和轴向相对胀差不同，其因温度引起的变化相对较小。

### 5.1.2.3 汽缸与轴承座连接

汽缸的支承要平稳，因自重产生的挠度应与转子的挠度近似相等，同时要保证汽缸受热后能自由膨胀且不影响动、静部分的对中或影响极小。

汽缸与轴承座连接部分的设计应满足以下要求：

(1) 因为机组静子膨胀时，汽缸连同轴承座作为一个整体一起膨胀，因此应在结构设计上保持连接部位的整体性和坚固性。

(2) 汽缸与轴承座间的连接方式应合理设置。连接部位应尽量靠近滑动面，以减少对轴承座的翻倒力矩。中小功率汽轮机的汽缸同轴承座采用下汽缸半圆法兰刚性连接或挠性板弹性连接。

(3) 在各运行工况下，保持汽缸与轴承座对中的一致性。汽缸对中方式可采用猫爪下设置横向键来实现轴向推拉，也可采用在汽缸下部设置定位中心梁实现轴向推拉。

支承结构设计应满足以下要求：

- (1) 结构坚实稳固，支承面平整、接触均匀、表面有足够硬度。
- (2) 可调整，便于安装、调整、找中。
- (3) 支承面选择在与汽缸水平中分面同一或接近同一的平面上，以利于运行时汽缸中心线与轴承座中心线始终保持一致。为保持轴承座标高稳定以保持对中，也可对轴承座采用冷却措施以减少温度对标高的影响。

## 5.2 汽轮机的汽缸

大功率汽轮机通常由高压缸、中压缸（或高中压合缸）和低压缸几部分组成。将每个汽缸视作一个积木块，当汽轮机的进汽参数、转速和功率确定后，就可以选择合适的积木块来构成一台汽轮机。

### 5.2.1 模块设计

模块设计又称作积木块设计，它是汽轮机设计贯彻系列化、通用化和标准化的具体应用。模块设计有利于产品开发、缩短设计和制造周期；采用经过运行考验的成熟部件可提高产品的质量和可靠性，同时，部件通用化和标准化程度高，便于批量生产，可有效地降低生产成本。由于具有上述优点，模块设计已被广泛应用于汽轮机设计中。

汽轮机模块大致可分为以下两种类型：

(1) 应用于中、小型和工业汽轮机的模块。这类汽轮机为单缸结构，可按汽轮机通流部分分成不同的结构区段，如进汽段、中间段、排汽段等，每一区段为一模块。汽轮机的其他部件和系统，按标准设计原则设计成几种规格，以适用于不同的产品范围。

(2) 应用于大型多缸汽轮机的模块。这类汽轮机由两个以上汽缸组成，每个缸就是一个模块，如高压缸模块、中压缸模块（或高中压合缸模块）和低压缸模块。汽轮机其他部件和系统设计则类似于第一类模块设计。

模块设计原则应同时满足多样性和通用性两个方面的要求。

(1) 以标准设计为基础的模块结构。标准设计是经过运行考验、性能良好和结构成熟的产品设计。它分为三级：标准元件（如叶片、喷嘴、螺栓、螺母、汽封环等）、标准部件（如轴承、主汽阀和调节阀等）和标准模块（如高、中、

低压缸模块等)。

(2) 标准化的汽轮机各系统及其附件。汽轮机润滑油系统、汽封系统、调节控制系统等应按模块设计思想进行设计,提高通用化和标准化程度。

(3) 在模块结构基础上建立产品系列。不同的高、中、低压缸模块应适用于相应的蒸汽参数范围和功率范围,这样就建立了具有高度通用化和标准化的产品系列。

另外,采用模块设计并不意味着模块的全部零部件要完全通用,而只是主要零部件通用,且允许部分零件作调整,这样就可扩大应用范围,适用不同用户的具体条件。

### 5.2.2 汽缸数和汽缸结构

根据汽轮机的不同形式、容量、蒸汽参数、制造厂家,以及是否采用中间再热,汽缸结构可分为多种形式。按进汽参数的不同,汽轮机汽缸可分为高压缸、中压缸(或高中压合缸)和低压缸;按每个汽缸的内部层次可分为单层缸、双层缸和三层缸;按通流部分在汽缸内的布置方式可分为顺向布置、反向布置和对称分流布置;按汽缸形状又可分为有水平接合面的或无水平接合面的圆筒形、圆锥形、阶梯圆形等。

一般地,汽缸数目取决于机组的容量和单个低压缸所能达到的通流能力。初参数为 9MPa、535℃ 或以下,额定功率为 100MW 或以下的非中间再热机组普遍选用单缸总体结构;而超高压、亚临界初参数及额定功率为 125MW 或以上的中间再热机组均采用多缸结构。

(1) 双层缸结构。双层缸结构的主要优点是减小内缸和外缸的压力差和温度差,以减小汽缸壁厚和温度应力,提高机组对负荷变化的适应性。目前,高参数大容量汽轮机的高压缸和中压缸已普遍采用双层缸结构。

(2) 单流和双流。对大功率汽轮机,低压通流部分除必须采用更长的末级叶片外,还必须采用双流的通流结构。同理,当汽轮机单机功率进一步增大时,中压缸的通流部分容积流量也迅速增大,且中压缸第一级叶片将处在中间再热后高温条件下工作。因此,为减小叶片及转子应力,保证运行安全可靠,大功率汽轮机的中压缸也可考虑采用双流通流部分结构设计。

(3) 高中压合缸结构。为使总体结构紧凑、布置简便,600MW 等级及以下火电厂的汽轮机常采用高中压合缸结构。这种结构保留了传统的高、中压缸反向流动、头对头布置的优点,但高中压缸合用一个外缸,其尺寸和重量将增大。

高中压合缸结构的优点:

1) 高、中压的高温进汽置于汽缸中部,有利于控制从中部向两端温度梯度均匀变化,减小部件的热应力;汽缸两端处于低温区域有利于轴封和轴承运行;高、中压转子的前轴封合二为一,有利于简化结构和汽封系统。

2) 高中压反向布置有利于平衡轴向推力。

3) 机组结构紧凑,与分缸结构比较可省掉两个轴承、一个中间轴承箱和一组端轴封,机组长度明显缩短。

4) 合缸机组的运行实践表明,汽轮机停机后金属温度下降率低,有利于热态再启动。

### 5.3 转子与轴系

汽轮机的转动部分统称为转子,包括轴、叶轮、叶片及其他有关部件,是汽轮机的重要部件之一。转子结构的合理性及其运行性能是影响汽轮机安全运行的重要因素,同时还影响汽轮机的总体布置、加工、安装等环节。因此,汽轮机

总体结构设计时,首先需要对转子的结构形式、各转子间的联接方式(即联轴器)和轴系布置方式进行确定。

(1) 转子支承方式。单缸汽轮机的每个转子均采用两个支持轴承,即支承数  $N=2n$  ( $n$  为转子数);多缸多转子结构中通过刚性联轴器连接后组成的两根转子由 3 个轴承支承,有的汽轮发电机组所有转子均采用三支点支承,即支承数  $N=n+1$  ( $n$  为转子数)。

上述两种支承方式在国产汽轮机轴系设计中均有采用,各有优缺点。三点支承方式广泛应用于 200MW 等级或以下的多缸结构机组(国外有些汽轮机制造厂也对大容量机组采用三点支承方式);二点支承方式广泛应用于 300MW 和 600MW 等级以上机组。

转子支承方式的选择通常是汽轮机总体结构设计中首先要考虑的重要问题之一,它关系到机组的总体布置及汽轮机运行时轴系的动力性能。从转子动力学的观点看,转子支承方式的选择还应结合转子跨度、转子挠度值、运行中因轴承标高变化而使轴承载荷变化的幅度等问题一起考虑。

(2) 轴系静、动力特性。轴系布置应该经过轴系静、动力特性分析论证后确定。轴系静、动力特性分析包括轴承载荷计算,轴承稳定性计算,轴系的单跨刚性支承临界转速和整个轴系的刚性支承和弹性支承的临界转速、轴系不平衡响应、轴系稳定性(振幅的对数衰减率)和轴系的各阶扭转振动固有频率及扭振响应(包括额定工况下和发电机各种短路工况下的剪切应力)计算、轴系安装曲线确定及轴系标高变化对轴承载荷和轴系稳定性影响的分析等。

### 5.4 轴承及轴承座形式

汽轮机的轴承要求工作平稳、可靠,一般选用滑动轴承。滑动轴承又可分为径向轴承和推力轴承。

汽轮机径向轴承的结构形式主要有圆轴承、三油楔轴承、椭圆轴承和可倾瓦块式轴承。一般根据轴承负荷、工作条件、稳定性要求进行选择。

汽轮机推力轴承的结构形式有可倾瓦轴承和固定瓦轴承。

轴承座应保证在各运行工况下维持轴承标高的稳定性。作为绝对死点的轴承座要具有一定的刚度,保证汽轮机膨胀基准稳定;作为移动的轴承座应确保轴承座能跟随汽缸一起在受热时膨胀、冷却时收缩,并与设计中心一致,不跑偏。

大型机组常用的低压缸轴承座设置形式有两种:轴承座与汽缸连为整体的整体结构(即座缸式轴承座)和轴承坐落在机组基础上的分开结构(即落地式轴承座)。

轴承座与汽缸连成一体的结构中,转子的动、静载荷通过轴承座传递到汽缸壳体,再经过汽缸的裙部支承传递到基础上。低压缸的真空载荷也是通过汽缸壳体经裙部支承传递到基础上。由载荷传递情况可知,为维持轴承标高在运行中的稳定,轴承座与汽缸连接结构应有足够的刚度。另外,对该结构还应考虑运行中温度变化、真空变化对轴承标高的影响。

轴承座与汽缸体分开的结构,其轴承座直接坐落在基础上,有足够支持刚度且不受机组工况和汽缸承受载荷变化的影响,易于维持轴承标高在运行中的稳定和支承刚度的提高,有利于提高轴系的稳定性,但它将加大每根转子的两支持轴承间的跨距,增加机组总长。

一般,背压变化范围较大的空冷机组低压缸选用落地式轴承座。



5.5 汽轮机汽、水、油管系及本体辅助系统

汽轮机汽、水、油管系及本体辅助系统包括汽封系统，汽缸法兰和螺栓加热系统，低压缸喷水系统，疏水系统，油系统，通风阀系统和转子冷却系统，其设计时应确保机组安全、经济运行的前提下，力求简化。以下是设计中应注意的相关问题：

(1) 防止油管道失火。为保证机组运行安全，汽轮机的蒸汽和汽封管道通常均布置在机组的一侧，而将滑油管道布置在另一侧，以防止漏油时油与高温管道接触而造成失火事件。

大型汽轮机一般采用套装油管路，以防止润滑油外漏。

(2) 防止蒸汽倒灌进汽轮机。为防止汽轮发电机组在突然甩负荷或跳闸时，管系中的剩余蒸汽倒灌入汽轮机内而引起机组超速，蒸汽管系设计应考虑采取安全保护措施，以防止发生这类事故。

对于高中压合缸机组，总体设计时根据机组情况，可以考虑在中间汽封处增加事故排放阀，将一部分剩余蒸汽引入凝汽器，防止甩负荷或跳闸后转速飞升过高；同时也可防止极端情况下高中压缸间汽封齿倒伏大量蒸汽涌入中压缸引起机组超速。

(3) 防止汽轮机进水。汽轮机在运行中发生汽缸进水会造成以下事故：

- 1) 动叶片遭水击而损坏。
- 2) 推力轴承过负荷，甚至损坏。
- 3) 高温部件产生变形或裂纹。
- 4) 动、静部件摩擦，甚至引起机组剧烈振动等。

机组总体设计时，应按有关规程考虑采用防止汽轮机进水的安全保护措施：抽汽管道上应设置监测进水的装置，周密考虑疏水阀的控制和联锁装置，以及加热器的水位和疏水监测控制系统等，同时还应考虑在汽缸上下半设置温度测点，监测汽缸上下半温度变化，及时发现汽缸进水，防止事故扩大。

(4) 控制管系作用在汽缸上的推力和力矩。把管系热膨胀而作用在汽缸上的推力和力矩限制在规定的允许范围内，以确保机组的安全稳定运行。

管系设计时，制造厂应与电力设计院相互协调、密切配合，确定管系的膨胀方向、吊架设计和各种状态管系的作用力。

5.6 汽轮机与凝汽器的接口

汽轮机低压缸排汽接口与凝汽器颈部连接形式对汽轮机低压缸设计和低压缸基础设计有重要影响。常用的连接形式有刚性连接和挠性连接两种。

刚性连接通常采用焊接结构，在接口处两者不能作相对位移。在刚性连接中，可把凝汽器悬吊在汽轮机低压缸的排汽接口上，由低压缸的基础承受低压缸及凝汽器的全部重量；也可把凝汽器置于地面的弹簧上，以分担凝汽器的部分载荷。两种形式中，前者常用于小型机组，后者常用于大型机组。

挠性连接就是凝汽器颈部与汽轮机低压缸排汽接口采用波形膨胀节或橡胶补偿节进行连接，在接口处两者可作相对位移。挠性连接时，凝汽器直接坐落在地面基础上，这种形式常用于大型机组。

刚性连接、刚性连接加弹簧支承、挠性连接三种形式对机组基础负荷的影响见表 4.1-8。

表 4.1-8 三种连接形式对基础负荷的影响

连接形式	刚性连接	刚性连接加弹簧支承	挠性连接
低压缸基础承受的载荷	低压缸重量及凝汽器重量（包括运行时的循环水重量）	低压缸重量及凝汽器重量（包括运行时循环水重量）的一部分；其余部分载荷作用在弹簧上	低压缸重量及运行时作用在低压缸上的真空载荷。凝汽器重量作用在地面上

5.7 汽轮机与发电机的接口

连接汽轮机转子与发电机转子的联轴器是汽轮机与发电机间的接口之一。大型汽轮发电机组通常采用刚性联轴器；有些机组，尤其是中小型机组则多采用半挠性联轴器。

在正常运行情况下，联轴器应保持两个转子的对中和转子扬度曲线在连接点处光滑过渡，并能在强度上保证安全可靠地把汽轮机转子的扭矩传递给发电机转子。

设计时，从运行安全、可靠考虑，汽轮机与发电机的接口部位应满足以下要求：

- (1) 核算正常工况和异常工况（如短路工况）条件下联轴器的强度。
- (2) 通过汽轮发电机轴系扭振计算，核算联轴器刚度对轴系扭振频率和响应的影响。
- (3) 制定严格的轴系找中和联轴器安装要求。

对于大型汽轮发电机组，应考虑转子轴向膨胀而产生的位移对发电机转子、静子磁场中心的影响，并考虑在冷态安装时加以补偿。

5.8 地震对汽轮机设计的要求

设计大型汽轮机时，往往要求核算机组部件的抗地震能力，以尽可能减少地震对汽轮发电机组的损害。

要核算结构部件在地震作用下所承受的载荷，需先确定地震的量级。目前地震力计算中采用两种地震量级。

(1) 安全停机的地震量级。当电站地区的地震为安全停机的地震量级时，汽轮发电机组设计时按这个量级所规定的地震载荷（常用重力加速度  $g$  的倍数表示）来核算机组的有关结构部件，使机组具有足够的整体性安全停机的能力。地震时构件的最大合成应力应小于材料的屈服强度。

(2) 半安全停机的地震量级。这种地震量级的地震载荷较安全停机的地震量级小，汽轮发电机组设计时应按半安全停机地震量级所规定的地震载荷核算机组的有关结构部件，使机组在震后仍具有足够的再启动能力。地震时构件的最大合成应力应小于  $1/2$  材料屈服强度。

地震量级与地震载荷的对应关系见表 4.1-9。汽轮机应按地震载荷核算的部件通常有推力轴承座、转子推力盘、汽缸与轴承箱连接体（推拉工字结构梁或汽缸猫爪等）。

表 4.1-9 地震量级与地震载荷的对应关系

地震量级		地震载荷( $g$ )	
		水 平	垂 直
安全停机	振型(频率 $f < 15\text{Hz}$ )	2.5	1.7
	振型(频率 $f > 15\text{Hz}$ )	1.5	1.0
半安全停机	振型(频率 $f < 15\text{Hz}$ )	1.25	0.8
	振型(频率 $f > 15\text{Hz}$ )	0.75	0.5

6 给水泵驱动方式的选择

6.1 给水泵容量的配置

为提高电站的可靠性，在给水泵组的配置上，除了有主

给水泵外，还应配备启停备用给水泵。选择给水泵组及其驱动方式，应比较其运行经济性、运行可靠性和设备投资费用。

电站给水泵组的容量配置可为  $1 \times 100\%$  容量的汽轮机驱动给水泵和  $50\%$  容量的备用电动泵，也可为  $2 \times 50\%$  容量的汽动给水泵和  $50\%$  或  $30\%$  容量的备用电动给水泵；还可为  $2 \times 50\%$  容量的电动泵和  $50\%$  容量的备用电动泵。后两种情况中，当一台给水泵汽轮机（或电动机）或给水泵检修或发生故障时，另一台给水泵汽轮机（或电动机）及给水泵应与备用电动泵并列运行，发出额定功率。

6.2 给水泵的驱动方式

给水泵的驱动方式通常有下列两种：

(1) 交流电动机驱动。交流电动机驱动方式的设备比较简单、布置简便、可靠性高，但由于存在能量转换，故经济性较其他方案差，厂用电率也较高。这种方式操作简便，通常  $200\text{MW}$  以下的中小功率机组常采用这种驱动方式。

(2) 凝汽式给水泵汽轮机驱动。凝汽式给水泵汽轮机驱动是普遍应用于  $200\text{MW}$  以上的大容量汽轮发电机组的一种驱动方式。与电动机驱动方式相比，它主要有下列优点：

- 1) 厂用电率小。厂用电率约比电动机驱动给水泵机组低  $3\%$ 。
- 2) 主汽轮机余速损失减小。给水泵汽轮机用汽一般来自主汽轮机的抽汽，从而减少了主汽轮机低压缸的排汽量，减小了余速损失且提高了低压缸效率。因此，净热耗率比采用电动机驱动给水泵机组低。
- 3) 给水泵容量及台数配置不受电动机功率限制。

4) 不必增加调速液力联轴器。可由给水泵汽轮机转速的调节实现给水泵的运行转速随负荷而变化。

凝汽式给水泵汽轮机驱动方式的缺点是布置比较复杂、管道多、运行操作比较复杂、初投资比较高。给水泵不同配置的比较见表 4.1-10。

表 4.1-10 给水泵不同配置的比较

名称	$2 \times 50\%$ 电动给水泵 + $50\%$ 电动给水泵	$2 \times 50\%$ 汽动给水泵 + $50\%$ 电动给水泵	$1 \times 100\%$ 汽动给水泵 + $50\%$ 电动给水泵
运行经济性	差	较好	较好
设备投资	较少	较多	中等
运行可靠性	好	较好	尚好
布置	简单	复杂	中等

6.3 汽轮机驱动的给水泵组

凝汽式汽轮机，如湿冷  $300\text{MW}$  和空冷  $600\text{MW}$  以上机组多采用给水泵汽轮机驱动的给水泵组。

正常运行情况下，进入驱动汽轮机的蒸汽来自主汽轮机中压缸的排汽。

当主汽轮机在启动或低负荷运行时，因其抽汽压力偏低，常不能满足带动给水泵的要求，故需另外引入高压汽源，此汽源可直接采用高压主蒸汽，也可采用高压缸排汽或专用的辅助汽源。因此，给水泵汽轮机在结构上应采用具有两个汽源的进汽结构，能单独利用主汽轮机抽汽或高压汽工作，也能利用这两种汽源共同工作，并实现自动切换。



## 第2章 热力循环

### 1 基本热力循环

基本热力循环及其装置见图 4.2-1。现代汽轮机广泛采用在基本热力循环基础上发展起来的给水回热循环和中间再热循环，以提高汽轮机的热经济性。

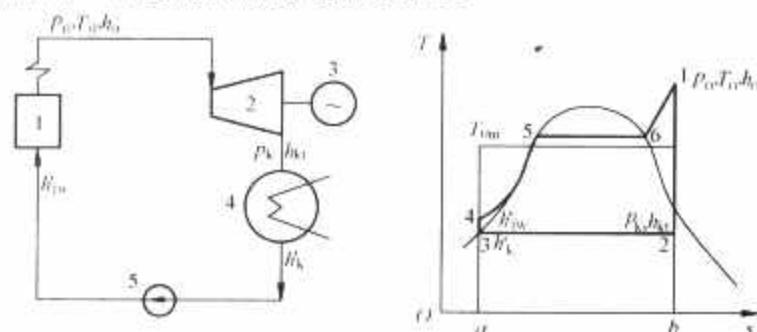


图 4.2-1 简单的汽轮机及朗肯循环 T-s 图

1—锅炉；2—汽轮机；3—发电机；4—凝汽器；5—水泵

根据热力循环要求，汽轮机及其辅助设备通过汽水管路和附件连接起来，组成机组的热力系统。在确定热力循环和选择参数时，不仅应考虑循环的热经济性，同时还应对组成热力系统的成套设备的工作安全可靠，设备投资和维护运行费用等方面进行综合技术经济比较。

#### 1.1 理想循环（朗肯循环）

如图 4.2-1 所示，理想循环的工作过程是：工质（水）在锅炉中定压加热、汽化和过热（4→5→6→1），蒸汽在汽轮机中等熵膨胀做功（1→2），排汽在凝汽器中定压凝结放热（2→3），凝结水经水泵等熵压缩后进入锅炉（3→4）。

理想循环的热效率  $\eta_i$  表示每千克工质在循环中产生的净功  $AW_i$  与其从锅炉（热源）中吸收的热量  $q_0$  之比，即

$$\eta_i = \frac{AW_i}{q_0} = \frac{(h_0 - h_{k1}) - (h'_{1w} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h'_{1w} - h'_k)} \quad (4.2-1)$$

式中： $(h_0 - h_{k1})$  为汽轮机的理想焓降，即每千克蒸汽在汽轮机中等熵膨胀产生的理想功； $(h'_{1w} - h'_k)$  为每千克水在水泵中的加热量，即水泵消耗的等熵压缩功。

忽略水泵耗功时，上式可简化为

$$\eta_i \approx \frac{h_0 - h_{k1}}{h_0 - h'_k} = \frac{h_i}{h_0 - h'_k} \quad (4.2-1a)$$

式中： $h_i$  为蒸汽的理想焓降。

在理想循环中，排汽的定压凝结放热也是一个等温放热过程。如果把定压下的吸热过程简化成在吸热平均温度  $T_{0m}$  下的等温吸热过程（在吸热量相同的条件下），就可以将循环看成按吸热平均温度  $T_{0m}$  和放热温度  $T_k$  下工作的等效卡诺循环（见图 4.2-1）。由于水在液态阶段吸热和蒸汽过热都是在温度增高的情况下进行的，而水在等温下汽化时的温度要比过热蒸汽温度（循环初温）低得多，因此，等效卡诺循环的吸热平均温度大大低于循环初温，循环效率要比相同初温下的卡诺循环效率低很多。

### 1.2 实际循环

#### 1.2.1 效率

在实际的汽轮发电机组中，除了循环的冷源损失以外，还存在蒸汽膨胀过程中的流动损失，以及机械、发电机等损失，从而蒸汽的理想焓降  $H_i$  不能全部转换成电能。通常采用下列效率来考虑能量转换过程中的各项损失。

(1) 汽轮机相对内效率  $\eta_i$ 。汽轮机相对内效率为汽轮机有效焓降  $h_i$  与理想（等熵）焓降  $h_{i1}$  之比，见图 4.2-2，公式为

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_{i1}} = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h_{k1}} \quad (4.2-2)$$

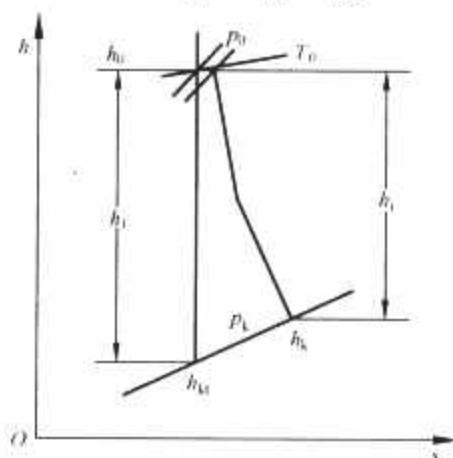


图 4.2-2 汽轮机热力过程线

(2) 机械效率  $\eta_m$ 。机械效率为考虑机械损失后，汽轮机联轴器端的输出功率（轴端功率） $P_e$  与汽轮机内功率  $P_i$  之比，即

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{\Delta P_m}{P_i} \quad (4.2-3)$$

$$P_i = 0.2778 \times 10^{-3} D_0 h_i \quad (4.2-4)$$

式中： $\Delta P_m$  为机械损失，kW，包括轴承摩擦损失，由主轴驱动的主油泵和调速系统等消耗的功率； $D_0$  为汽轮机流量，kg/h。

(3) 发电机效率  $\eta_g$ 。发电机效率为考虑发电机损失后发电机输出的电功率  $P_{el}$  与汽轮机轴端功率  $P_e$  之比，即

$$\eta_g = \frac{P_{el}}{P_e} = 1 - \frac{\Delta P_g}{P_e} \quad (4.2-5)$$

式中： $\Delta P_g$  为发电机损失，包括发电机中电气方面的励磁、铁芯和线圈发热、机械摩擦、鼓风等损失的功率。

(4) 汽轮发电机组的绝对电效率  $\eta_{el}$ 。对于纯凝汽式机组，绝对电效率表示发电机输出的电功率与蒸汽在锅炉（热源）中的总吸热量之比，即

$$\eta_{el} = 3600 P_{el} / Q_0 \quad (4.2-6)$$

式中： $P_{el}$  为发电机输出的电功率，kW； $Q_0$  为蒸汽在锅炉（热源）中的总吸热量，kJ/h。

$\eta_{el}$  也可表示为

$$\eta_{el} = \eta_i \eta_m \eta_g \quad (4.2-6a)$$

### 1.2.2 热耗率 $q$

机组每生产 1kWh 电所需要的热量,称为热耗率。它常用作衡量机组热经济性的指标。

对于纯凝汽式机组,有

$$q = \frac{Q_0}{P_{el}} = \frac{Q_0}{P_i \eta_m \eta_g} \quad (4.2-7)$$

或

$$q = d(h_0 - h'_k) \quad (4.2-7a)$$

式中:  $q$  为热耗率, kJ/kWh;  $d$  为汽耗率 (机组每生产 1kWh 电所需要的蒸汽量), kg/kWh。

$$d = \frac{D_0}{P_{el}} = \frac{D_0}{P_i \eta_m \eta_g} \quad (4.2-8)$$

对于供热机组,热耗率  $q_{gr}$  满足

$$q_{gr} = \frac{Q_0 - Q_{gr}}{P_{el}} \quad (4.2-9)$$

式中:  $Q_{gr}$  为供热量, kJ/h。

此处  $Q_{gr}$  是向系统外放热,不作为发电需要的热量,因此汽轮机的发电热耗率大大降低,同时也减少了向冷凝器的排汽量,即减少了冷端损失,使得循环效率大大提高。供热量越大,热耗越低。例如,100MW 纯冷凝汽轮机的热耗为 8981kJ/kWh,而 100MW 抽汽汽轮机在抽汽压力为 0.981MPa,抽汽量为 100t/h 时热耗为 6300kJ/kWh。

## 1.3 影响循环效率的主要因素

### 1.3.1 蒸汽初参数

在循环终参数相同的情况下,蒸汽初参数对理想 (朗肯) 循环热效率的影响见图 4.2-3。

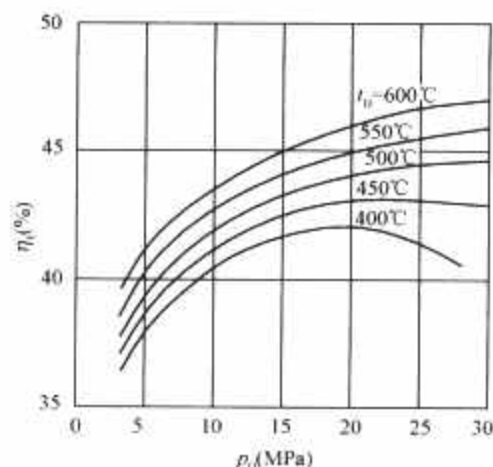


图 4.2-3 蒸汽初参数对理想 (朗肯) 循环热效率的影响 (背压 5kPa)

在实际汽轮机中,提高初温,由于蒸汽比热容增加和排汽湿度减小,使汽轮机的相对内效率有所提高,从而进一步提高了汽轮机的热经济性。提高初温主要受耐热钢性能的限制,同时使汽轮机成本和运行维护的难度增加。

提高初压,由于进汽比热容减小和排汽湿度增加,汽轮机的相对内效率有所降低。在一定的初温下,初压的提高主要受汽轮机末级容许湿度 (不大于 12%~14%) 的限制。大功率汽轮机由于采用中间再热,因此有利于蒸汽初压的提高。

各国对汽轮机的蒸汽参数制订了压力和温度互相匹配的标准系列。按机组容量的大小,在技术经济比较的基础上予以选定。

目前,我国不同参数和容量等级的实际汽轮机的绝对电效率及热耗水平见表 4.2-1。

表 4.2-1 汽轮机的绝对电效率及热耗水平

功率 (MW)	50	100	200	300	600	600	600	1000
主蒸汽压力 [MPa (a)]	8.83	8.83	12.75	16.67	16.67	24.2	25	25
主蒸汽温度 (°C)	535	535	535	537	537	566	600	600
再热温度 (°C)	—	—	535	537	537	566	600	600
给水温度 (°C)	223	227	243	273.6	272.5	275.1	285.7	295.9
背压 [kPa (a)]	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9
给水泵拖动方式	电动机	电动机	电动机	汽轮机	汽轮机	汽轮机	汽轮机	汽轮机
发电机效率 (%)	0.984	0.985	0.986	0.988	0.988	0.988	0.989	0.989
机械效率 (%)	0.992 6	0.996 7	0.997 4	0.995	0.994 6	0.996 7	0.997	0.997
汽耗率 (kg/kWh)	3.66	3.54	2.95	3.00	2.98	2.77	2.70	2.74
热耗率 (kJ/kWh)	9211	8981	8205	7871	7825	7522	7428	7366
绝对电效率 (%)	39.08	40.09	43.54	45.74	46.01	47.86	48.47	48.87

### 1.3.2 汽轮机背压

在循环参数相同的情况下,降低汽轮机的背压  $p_k$ ,可使放热平均温度  $T_k$  降低,从而提高循环热效率,见图 4.2-4。

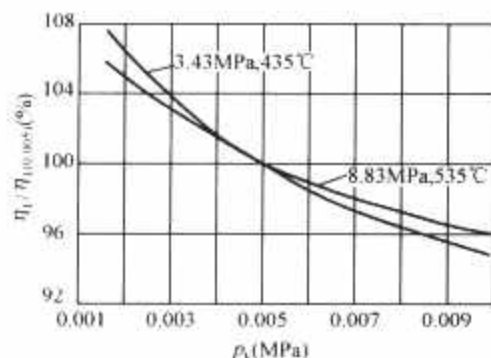


图 4.2-4 背压对朗肯循环热效率的影响  
 $\eta_{i(0.005)}$ —背压为 0.005MPa 时的朗肯循环热效率

在实际汽轮机中,降低背压将使汽轮机低压部分的蒸汽湿度增大,汽轮机的相对内效率降低,并影响叶片寿命。同时,随着背压的降低,排汽比热容增大,在一定的末级排汽面积下,末级余速损失增加,实际循环的热效率增益变小,热效率降低。此时必须选用较大的末级排汽面积,从而增加了机组成本。因此,合理的背压应根据冷却水温、供水方式、排汽流量和末级叶片特性、设备造价和运行费用,结合产品系列和总体布置进行技术经济比较后合理确定。

## 2 给水回热循环

### 2.1 工作原理

从汽轮机某些中间级后抽出部分蒸汽用以加热给水,这种热力循环称为给水回热循环。



对于给水回热循环,进入汽轮机的蒸汽量  $D_0$  分成两部分:一部分蒸汽量  $D_k$  经历基本循环的过程,从初态  $p_0, h_0$  一直膨胀做功到终态  $p_k, h_{k1}$ ; 另一部分蒸汽量从初态膨胀做功到各相应的中间参数  $p_e, h_e$ , 然后分别抽到各加热器中去加热给水, 见图 4.2-5。

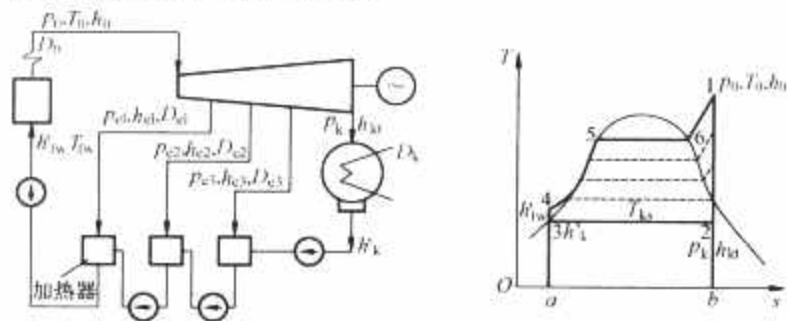


图 4.2-5 具有给水回热的汽轮机及循环示意

由于那部分做过功的抽汽热量全部被用于提高给水温度,使排汽对冷源的放热量(冷源损失)大为减少,因此在蒸汽初、终参数相同的情况下,给水回热循环的热效率较基本循环有显著的提高。另外,在功率相同的情况下,与基本循环相比,采用给水回热后,将使汽轮机的进汽量增加而排汽量减少,从而有利于汽轮机高压部分效率的提高和末级余速损失的减少,在一定程度上提高了汽轮机的相对内效率,进一步提高了汽轮机的热经济性。表 4.2-2 表示不同回热级数的增益。

表 4.2-2 不同回热级数的增益

蒸汽初参数		回热级数 $n$	给水温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	相对效益 [ $(\eta_{\text{re}} - \eta_{\text{b}}) / \eta_{\text{b}}$ ] (%)
$p_0$ (MPa)	$t_0$ ( $^{\circ}\text{C}$ )			
2.35	390	1~3	105~150	6~7
3.43	435	3~5	150~170	8~9
8.83	535	6~7	210~230	11~13
12.75~13.24	535/535	7~8	230~250	14~15
16.67	537/537	7~8	260~275	15~16
24.2	566/566	8~9	270~290	17~18

## 2.2 循环热经济性

### 2.2.1 理想循环热效率

具有  $n$  级回热的理想给水回热循环,如忽略水泵耗功,其热效率为

$$\eta_{\text{re}} = \frac{\alpha_k(h_0 - h_{k1}) + \sum_{i=1}^n \alpha_{ei}(h_0 - h_{ei})}{\alpha_k(h_0 - h'_{k1}) + \sum_{i=1}^n \alpha_{ei}(h_0 - h_{ei})} \quad (4.2-10)$$

$$\alpha_k = D_k / D_0$$

$$\alpha_{ei} = D_{ei} / D_0$$

$$\alpha_k + \sum_{i=1}^n \alpha_{ei} = 1$$

由式(4.2-10)可见,回热抽汽在汽轮机中的做功量

$\sum_{i=1}^n \alpha_{ei}(h_0 - h_{ei})$  越大,则回热循环的热效率越高。

### 2.2.2 实际循环热耗率 $q_e$

$$q_e = D_0(h_0 - h'_{1w}) / P_{\text{el}} = d_e(h_0 - h'_{1w}) \quad (4.2-11)$$

$$d_e = D_0 / P_{\text{el}}$$

$$P_{\text{el}} = 0.2778 \times 10^{-3} [D_k(h_0 - h_{k1}) +$$

$$\sum_{i=1}^n D_{ei}(h_0 - h_{ei})] \eta_{\text{m}} \eta_{\text{g}} \quad (4.2-12)$$

式中:  $d_e$  为汽耗率;  $P_{\text{el}}$  为汽轮发电机端功率。

## 2.3 给水加热器

给水加热器是给水回热循环中加热给水的主要辅助设备。按汽、水介质的传热方式,给水加热器有混合式和表面式两种类型。在实际汽轮机中,通常采用一个混合式加热器作为锅炉给水的除氧器,其余都采用表面式加热器。一般地,按抽汽的先后,在除氧器之前的称为高压加热器,在除氧器之后的称为低压加热器。

## 2.4 给水回热循环主要参数的选择

给水回热循环的主要参数是指给水加热温度、给水回热级数和各级给水加热量(焓升)的分配。这些参数对给水回热循环热经济性的影响可以近似地通过对简化模型的回热系统进行理论定量分析得到。实际的给水回热系统是由不同形式的加热器以各种方式组合而成的,与理论模型有较大的出入,同时这些参数的选择范围在很大程度上受到汽轮机通流部分结构的限制,并与有关设备的成本和运行要求有着密切的关系。因此,必须进行不同方案的技术经济比较后,才能最终合理地确定。

### 2.4.1 给水温度与回热级数

在循环初、终参数不变的条件下,给水温度  $t_{1w}$  越高,回热级数  $n$  越多,回热循环的热效率也越高。当  $n$  一定时,  $t_{1w}$  有一个最佳值,此时回热循环的热效率最高。 $n$  越多,则最佳的  $t_{1w}$  越高,在采用无限多级回热抽汽加热给水时,最佳给水温度为蒸汽初压下的饱和温度  $t_{\text{cs}}$ 。

$n$  级回热抽汽加热给水时,按混合式加热器的理论模型系统可以推导出理论上的最佳给水温度为

$$t_{1w} = \frac{n}{n+1} (t_{\text{cs}} - t_{\text{ks}}) + t_{\text{ks}} \quad (4.2-13)$$

但是,合理的  $t_{1w}$  应由整个汽轮机的综合技术经济性来确定。 $t_{1w}$  越高,将使锅炉设备投资增加,或使锅炉排烟温度增高而降低锅炉效率。因此,实际采用的  $t_{1w}$  要低于理论上的最佳值。

通常采用的给水温度和回热级数见表 4.2-2。

### 2.4.2 给水焓升的分配

当给水温度和回热级数一定时,级间加热量(给水焓升)存在着一种最佳分配,使循环热效率达到最大。常用的(给水焓升分配方法)有等焓升分配和几何级数分配两种。

由于各加热器给水出口温度主要决定于各级抽汽的压力,因此在实际的给水回热系统中,各加热器的给水焓升分配必须根据汽轮机通流部分的分级情况进行,一般不可能完全符合理论上的最佳分配。但当偏离不大时,对经济性的影响是很小的。

通常,对于非再热机组,给水回热系统多采用近似于等焓升(温升)的分配原则,高压加热器的平均温升比低压加热器略大一些。对于除氧器,为了获得良好的除氧效果,温升要小一些;当采用定压除氧运行方式(即除氧器内的压力在机组负荷变化时保持不变)时,则温升要更小一些,以保证机组在低负荷时除氧器的温升不致过大而影响除氧效果。

对于中间再热机组,由于中间再热后抽汽过热度的提高使给水回热的增益有所降低,故适当增加再热前的回热抽汽量对提高循环热经济性是有利的。为此,常采用某一级加热器的回热抽汽来自再热冷端(进入再热器之前),并使这一级加热器的给水焓升为下一级(再热后的一级)加热器给水焓升的 1.5~1.8 倍。再热后各级给水焓升的分配原则与非再热

机组相同。至于再热冷端抽汽之前是否再放置一级回热抽汽和该级加热器的给水焓升需结合中间再热压力和给水温度的选择,进行技术经济比较后确定。

工程实际中,给水焓升分配归结为抽汽口的安排。受结构和强度的约束,在上述原则的指导下,可供选择的方案不多。设计者利用包括通流和热力系统计算的热力计算程序,采用穷举法可以很快得到最佳方案,较其他理论分析方法更实用。

### 2.4.3 抽汽压力损失 $\Delta p_c$

抽汽从汽轮机通流部分经过汽缸抽汽口、管道到加热器,因流动阻力而造成压力损失。它使给水在各加热器的出口温度较无抽汽压力损失时低,从而使给水回热循环的效率有所下降。降低抽汽压力损失将增加通流部分级间轴向距离、抽汽口和管道直径,从而增加投资费用。因此,抽汽压力损失必须在技术经济合理的基础上予以选择。通常,对于大型机组取  $\Delta p = (4\% \sim 6\%) p_c$ , 对中、小型机组取  $\Delta p = (6\% \sim 8\%) p_c$ , 高、中压排汽部分抽汽时还可取得小一些。

## 3 中间再热循环

### 3.1 工作原理

将做过一段功的蒸汽从汽轮机的某一中间级后全部引出,送到锅炉的再热器再加热,提高至某一温度后又引入汽轮机,在以后的级组中继续膨胀做功,这种热力循环称为中间再热循环。

一次中间再热理想循环及其汽轮机见图 4.2-6,它可以看作由基本循环(朗肯循环)  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$  和再热附加循环  $1' \rightarrow 2' \rightarrow 2 \rightarrow h \rightarrow 1'$  组成的复合循环。当再热附加循环的吸热平均温度  $T'_{0m}$  高于基本循环的吸热平均温度  $T_{0m}$  时,中间再热循环的热效率高于基本循环的热效率。实际中间再热循环都采用给水回热以进一步提高循环的热经济性。

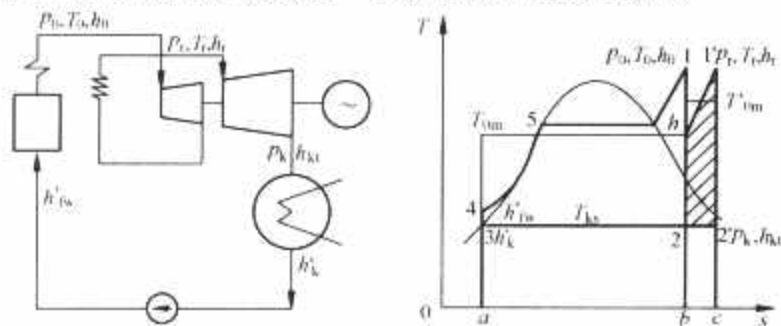


图 4.2-6 一次中间再热汽轮机及循环示意

采用中间再热后,汽轮机低压部分的蒸汽湿度减小,改善了末级叶片的工作条件,并提高了其相对内效率,因此使循环能够采用更高的蒸汽初压。同时,中间再热循环中每千克蒸汽的理想焓降(即做功能力)增大,汽轮机热耗降低。这些因素都有利于增大单机功率,提高机组的热经济性。

但是,采用中间再热将使汽轮机、锅炉等结构复杂,调节系统要求提高,电站设备金属消耗量和维护费用增加。因此,通常在 100MW 以上的大功率、高参数机组中才采用中间再热,一般机组中采用一次中间再热。为了进一步提高汽轮机的经济性,较高蒸汽初参数的二次中间再热机组亦开始有少量运用。

### 3.2 循环热经济性

#### 3.2.1 理想循环热效率

无给水回热的一次中间再热理想循环,如忽略水泵耗功,其热效率为

$$\eta_{(r)} = \frac{(h_0 - h_h) + (h_r - h_{k1})}{(h_0 - h'_k) + (h_r - h_h)} \quad (4.2-14)$$

有给水回热的理想循环热效率为

$$\eta_{(re)} = \frac{\alpha_k [(h_0 - h_h) + (h_r - h_{k1})] + \sum_{i=1}^{n_1} \alpha_{ei} (h_0 - h_{ei}) + \sum_{i=n_1+1}^n \alpha_{ei} [(h_0 - h_h) + (h_r - h_{ei})]}{\alpha_k (h_0 - h'_k) + \sum_{i=1}^{n_1} \alpha_{ei} (h_0 - h_{ei}) + \sum_{i=n_1+1}^n \alpha_{ei} [(h_0 - h_h) + (h_r - h_{ei})]} \quad (4.2-15)$$

其中

$$\begin{aligned} \alpha_k &= D_k / D_0 \\ \alpha_{ei} &= D_{ei} / D_0 \\ \alpha_k + \sum_{i=1}^{n_1} \alpha_{ei} + \sum_{i=n_1+1}^n \alpha_{ei} &= 1 \end{aligned}$$

$1 \sim n_1$  级系中间再热前抽汽,  $n_1 + 1 \sim n$  系中间再热后抽汽。

#### 3.2.2 实际循环热耗率 $q_r$

对于一次中间再热,有

$$q_r = d_r \left[ (h_0 - h'_{fw}) + \frac{D_r (h_r - h_h)}{D_0} \right] \quad (4.2-16)$$

$$d_r = D_0 / P_{ei} \quad (4.2-17)$$

$$P_{ei} = 0.2778 \times 10^{-3} \left\{ D_k [(h_0 - h_h) + (h_r - h_k)] + \sum_{i=1}^{n_1} D_{ei} (h_0 - h_{ei}) + \sum_{i=n_1+1}^n D_{ei} \times [(h_0 - h_h) + (h_r - h_{ei})] \right\} \eta_m \eta_g \quad (4.2-17a)$$

式中:  $D_r$  为中间再热蒸汽流量;  $d_r$  为汽耗率;  $P_{ei}$  为发电机端功率。

大功率中间再热机组中给水泵常采用给水泵汽轮机拖动,其汽源来自主汽轮机抽汽。机组的热耗率常采用两种方法来计算。

(1) 净热耗率  $q_{m,net}$ 。计算热耗率时不考虑给水泵汽轮机功率,有

$$q_{m,net} = \frac{D_0 (h_0 - h'_{fw}) + D_r (h_r - h_h)}{P_{ei}} \quad (4.2-18)$$

净热耗率常作为衡量机组热经济性的指标。

(2) 毛热耗率  $q_{m,g}$ 。计算热耗率时考虑给水泵汽轮机功率  $P_{BFTT}$ , 有

$$q_{m,g} = \frac{D_0 (h_0 - h'_{fw}) + D_r (h_r - h_h)}{P_{ei} + P_{BFTT}} \quad (4.2-19)$$

毛热耗率仅在与采用电动机拖动给水泵的机组进行技术经济比较时供参考用。

### 3.3 循环参数对热经济性的影响

#### 3.3.1 再热次数和再热温度

在保持循环蒸汽初参数(初压和初温)相同、再热温度等于初温的条件下,采用一次中间再热可使机组的热经济性提高 4%~5%; 采用二次再热可以再提高 2% 左右。采用中间再热循环的增益随着蒸汽初压的提高呈增加趋势。蒸汽初压在 25MPa 以下时常采用一次中间再热,超过 25MPa 时才开始考虑采用二次中间再热。

再热温度每提高 10℃, 可使机组的热经济性提高 0.25%~0.3%。再热温度的提高主要受高温金属材料的限制,同时还要考虑技术经济的合理性。一般再热温度取蒸汽初温或略高一些。



### 3.3.2 再热压力

在蒸汽初、终参数和再热温度一定时,存在一个最佳的中间再热压力,此时中间再热循环的热效率最高。对于理想的中间再热循环,理论上的最佳中间再热压力可以根据蒸汽再热前温度等于该循环的等价卡诺循环的初温  $T_{0m}$ (即与最佳中间再热压力相对应的蒸汽再热前温度  $T_h$ )的条件求得,即

$$T_h = \frac{(h_0 - h'_k) + (h_r - h_h)}{(s_0 - s'_k) + (s_r - s_h)} \quad (4.2-20)$$

上述原则同样适用于二次中间再热。

在实际循环中,最佳中间再热压力还与汽轮机相对内效率、给水回热、中间再热管道压力损失等因素有关。一般,中间再热的实际最佳压力值要比理论上确定的值稍低一些。对于中间再热温度等于蒸汽初温的一次中间再热机组,最佳中间再热压力约为蒸汽初压的 18%~26%;当再热前有回热抽汽时,最佳中间再热压力取为蒸汽初压的 18%~22%,当再热前无回热抽汽时,则取蒸汽初压的 22%~26%。对于二次中间再热,第一次最佳中间再热压力约为蒸汽初压的 25%~30%,第二次最佳中间再热压力约为第一次中间再热压力的 25%~30%,即约为蒸汽初压的 6%~9%。

合理的中间再热压力还应考虑汽轮机结构、中间再热管道的布置、有关设备的材料消耗和投资费用等因素,在最佳值附近选择。

### 3.3.3 再热压力损失 $\Delta p_r$

蒸汽在再热前后管道和锅炉的再热器中,会因流动阻力而造成压力损失  $\Delta p_r$ 。减小  $\Delta p_r$ ,可以提高机组的热经济性,但需加大管径,增加金属消耗和投资费用。通常取  $\Delta p_r = (8\% \sim 12\%) p_h$  ( $p_h$  为再热前压力)。

## 4 热力系统及热平衡计算

### 4.1 典型机组的热力系统

机组的热力系统由主系统(即给水回热系统)和多个既独立又与主系统互相关联的辅助系统组成,主要包括阀杆及汽

封漏汽、补充水、减温水、给水泵小汽轮机以及厂用汽等。亚临界中间再热引进型 300MW 机组 N300-16.67/538/538 型汽轮机的热力系统和热平衡见图 4.2-7。

### 4.2 热平衡计算

热平衡计算的目的是确定热力系统各部分蒸汽和水的参数和流量,机组的功率、汽耗率和热耗率。计算主要是根据各加热器的流量平衡方程式和热量平衡方程式,以及通流部分的能量(即功率)方程式进行的。计算时的条件为:循环初参数  $p_0$ 、 $t_0$  和背压  $p_k$ ,回热加热器个数、形式,端差,散热损失,抽汽管道压力损失和连接方式,汽轮机通流部分热力过程线,各个辅助系统与主系统的接口参数(流量和热焓)以及汽轮机机械和发电机损失。计算过程中以汽轮机进汽量(即锅炉给水量)作为给定值求解功率;如果要求以汽轮机功率作为给定值求解进汽量,则必须预估汽轮机的进汽量,按所得的功率修正,反复进行多次热平衡计算,逐步逼近给定功率。由于进汽量的变化,汽轮机通流部分热力过程也将随之发生一些变化。因此,在逼近计算过程中,必须对通流部分热力过程线进行相应的修正。常用的热平衡计算方法有两类,即常规法和分析法。目前各厂家常按常规法将热平衡计算和通流部分热力设计和计算结合在一起,编制成电子计算机程序进行联算,这样可以快速得到精确的结果,并可对热力系统进行精确的分析和评估。本章将对常用的常规法作较详细的介绍,并简略介绍分析法。

#### 4.2.1 常规热平衡计算法

按各加热器建立起来的联立方程式数目很多,无法直接求解。常规热平衡计算法采用列表方式,按给定的锅炉给水量,从高压加热器到低压加热器,依次对各个加热器进行热量和流量平衡计算。在计算过程中,有时需要凭经验进行部分试凑计算,以逐步逼近真实解。

例: N300-16.67/538/538 型汽轮机回热系统热平衡计算(热力系统见图 4.2-7)。

(1) 已知条件及选定数据:

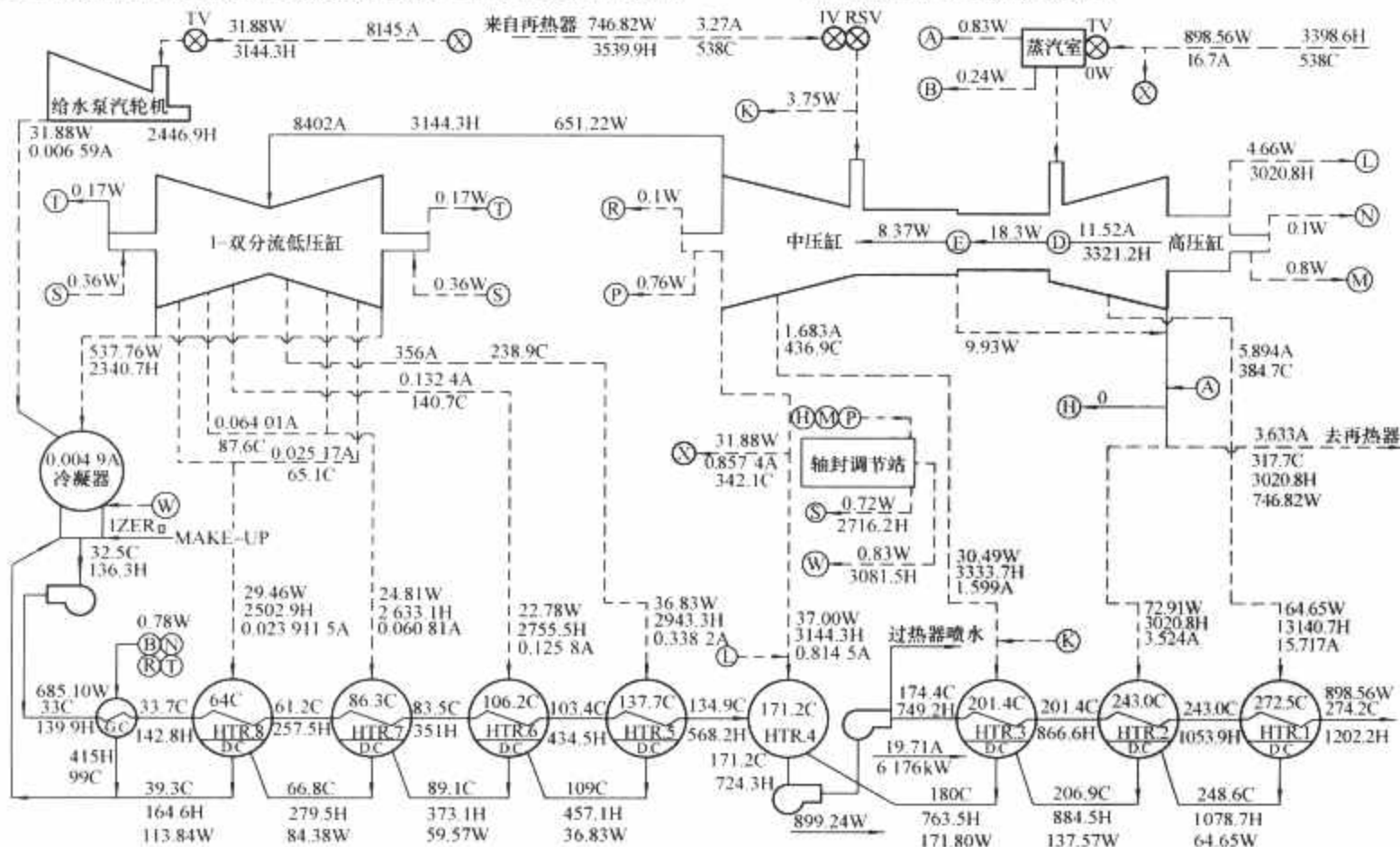


图 4.2-7 N300-16.67/538/538 型汽轮机热力系统和热平衡图

计算功率  $P_{el}$ : 30 万 kW。  
初压  $p_0$ : 16.7MPa。  
初温  $t_0$ : 538℃。  
再热压力  $p_r$ : 3.633MPa; 冷端/3.27MPa。  
再热温度  $t_r$ : 538℃。  
汽轮机背压  $p_k$ : 4.9kPa。  
给水温度  $t_{fw}$ : 274.2℃。

给水泵压头  $p_{fw}$ : 20.5MPa。  
凝给水泵压头  $p_c$ : 1.80MPa。  
汽封系统漏汽参数(流量  $D_g$ 、热焓  $h_g$ )见表 4.2-3。  
(机械损失  $\Delta P_m=1517\text{kW}$ ; 机械效率  $\eta_m=0.995$ ; 发电机效率  $\eta_g=0.988$ )  
(2)各加热器回热抽汽量计算见表 4.2-4。  
(3)汽轮机段流量和功率计算见表 4.2-5。

表 4.2-3 汽 封 系 统 漏 汽 参 数

项 目	名 称	$D_g(10^3\text{kg/h})$	$h_g(\text{kJ/kg})$	与主系统接口
A	主汽阀阀杆漏汽一段	0.83	3398.6	R.C.(再热冷端)
J	主汽阀阀杆漏汽二段	0.24	3398.6	G.C.(汽封冷却器)
D	高压前汽封漏汽	18.3	3321.2	D <sub>1</sub> —R.C.(9.8t/h) D <sub>2</sub> —中压转子冷却(8.3t/h)
L	高压后汽封漏汽一段	4.66	3020.8	4 号加热器
M	高压后汽封漏汽二段	0.80	3020.8	G.S.R.(汽封调压箱)
N	高压后汽封漏汽三段	0.10	3020.8	G.C.
K	中压缸进汽部分漏汽	3.75	3539.9	3 号加热器
Q	中压后汽封漏汽一段	0.76	3144.3	G.S.R.
R	中压后汽封漏汽二段	0.10	3144.3	G.C.
X	给水泵汽轮机进汽	31.88	3144.3	C(凝汽器)
S	低压缸端汽封送汽	0.72	2716.2	来自 G.S.R
T/T <sub>1</sub>	低压缸端汽封漏汽	0.17/0.17	2716.2	G.C./C.
W	汽封调压箱排汽	0.83	3081.5	C

表 4.2-4 各加热器回热抽汽量计算

项 目	符号及公式	单 位	加 热 器 编 号										G.C	C
			1	2	3	4	5	6	7	8				
回热抽汽	抽汽压力	$p_c$	MPa	5.894	3.633	1.683	0.857 4	0.356	0.132 4	0.064 01	0.025 17	—	—	0.004 9
	抽汽热焓	$h_c$	kJ/kg	3140.7	(3016.3) 3020.81①	3333.7	3144.3	2943.3	2755.5	2633.1	2502.9	—	—	2340.7 (2446.9)②
	抽汽压力损失系数	$k$		0.97	0.97	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95			
	加热器压力	$p=k p_c$	MPa	5.717	3.524	1.599	0.814 5	0.338 2	0.125 8	0.060 8	0.023 9	—	—	
	饱和水温度	$t_s=f(p)$	℃	272.5	243.0	201.4	171.2	137.7	106.2	86.3	64.0	—	—	32.5
	饱和水热焓	$h'_s=f(p)$	kJ/kg	1197.6	1051.7	858.5	724.3	579.1	445.1	361.4	267.8	—	—	136.3
	每千克抽汽放热量	$q=h_c-h'_s$	kJ/kg	2062	1941.9	2570.2	2420	2486.2	2382.4	2353.6	2338.3	—	—	
给水	给水量	$D$	$10^3\text{kg/h}$	898.56	898.56	898.56	685.1	685.1	685.1	685.1	685.1	685.1	685.1	685.1
	加热器进口温度	$t_1$	℃	243	201.3	174.4	134.9	103.4	83.5	61.2	33.7	33		
	加热器进口热焓	$h'_1$	kJ/kg	1053.9	866.6	749.2③	568.2	434.5	351.0	257.5	142.8	139.9	136.3	
	加热器端差	$\delta_1$	℃	-1.7	0	0	0	2.8	2.8	2.8	2.8			
	加热器出口温度	$t=t_s-\delta_1$	℃	274.2	243.0	201.3	171.2	134.9	103.4	83.5	61.2	33.7	33	
	加热器出口热焓	$h'$	kJ/kg	1202.2	1053.9	866.6	714.3	568.2	434.5	351.0	257.5	142.8	139.9	
	给水焓升	$\tau=h'-h'_1$	kJ/kg	148.3	187.3	117.4	146.1	133.7	83.5	93.5	114.7	2.9	3.6④	
	给水总需热量	$Q_{fw}=D\tau$	$10^3\text{kJ/h}$	133 256.4	168 300.3	105 490.9	100 093.1	91 597.9	—	—	—	—	—	—



续表

项 目		符号及公式	单 位	加 热 器 编 号									
				1	2	3	4	5	6	7	8	G. C	C
疏水	疏水量	$D_d$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	64.91	137.88	172.12	0	36.84	59.62	84.45	—	113.84+0.78
	疏水进口温度	$t_{dl}$	$^{\circ}\text{C}$	—	248.6	207	180	—	109	89.1	66.8	—	—
	疏水进口热焓	$h'_{dl}$	$\text{kJ/kg}$	—	1078.9	884.7	763.5	—	457.9	373.2	279.6	—	—
	疏水冷却器端差	$\delta_{td}$	$^{\circ}\text{C}$	5.6	5.6	5.6	0	5.6	5.6	5.6	5.6	—	—
	疏水出口温度	$t_d=t_1+\delta_{td}$	$^{\circ}\text{C}$	248.6	206.9	180	171.2	109	89.1	66.8	39.3	99	—
	疏水出口热焓	$h'_d$	$\text{kJ/kg}$	1078.7	884.5	763.5	724.3	457.1	373.1	279.5	164.6	415	—
	疏水焓降	$\gamma=h'_{dl}-h'_d$	$\text{kJ/kg}$	—	194.4	121.2	39.2	—	84.8	93.7	115	—	—
	疏水放热量	$Q_d=D_d\gamma$	$10^3 \text{ kJ/h}$	—	12 618.5	16 711.1	6747.1	0.0	3124.0	5586.4	9711.8	—	—
漏气	漏汽量	$D_{ge}$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	3.75	4.66	—	—	—	—	0.78	—
	漏汽热焓	$h_g$	$\text{kJ/kg}$	—	—	3539.9	3020.8	—	—	—	—	3020.11	—
	每千克漏汽放热量	$q_g=h_g-h'_d$	$\text{kJ/kg}$	—	—	2776.4	2296.5	—	—	—	—	2605.11	—
	漏汽总放热量	$Q_g=D_{ge}q_g$	$10^3 \text{ kJ/h}$	—	—	10 411.5	10 701.7	—	—	—	—	1991.3④	—
回热抽汽量		$D_e=(Q_{tw}-Q_d-Q_g)/q$	$10^3 \text{ kg/h}$	64.65	72.91	30.5	37.00+(31.88)⑤	36.8	22.7	24.8	29.5	—	31.88+(0.83)⑦
加热蒸汽量		$D'_e=D_e+D_{ge}$	$10^3 \text{ kg/h}$	64.65	72.91	34.24	41.66	36.8	22.7	24.8	29.5	0.78	537.76⑧

① 括号中值为通流部分排汽焓  $h_{dl}$  (与漏汽混合前)。  
② 给水泵焓升为 24.9kJ/kg。  
③ 给水泵汽轮机进汽量。  
④ 热损为 2%。  
⑤ 括号中值为给水泵汽轮机排汽焓。  
⑥ 凝水泵焓升。  
⑦ 给水泵汽轮机排汽量, 括号中值为汽封调压箱排汽。  
⑧ 汽轮机排汽量。

表 4.2-5 汽轮机段流量和功率计算

序号	项 目	符号及公式	单 位	加 热 器 编 号						
				主汽阀	调节级汽室	1	2	再热阀	3	4
1	抽汽(漏汽)压力	$p_c$	MPa	16.7	11.52	5.894	3.633	3.27	1.683	0.857 4
2	抽汽(漏汽)热焓	$h_c$	$\text{kJ/kg}$	3398.6	3321.2	3140.7	3020.8	3539.9 (3537.5)⑤	3333.7	3144.3
3	抽汽(漏汽)前可用焓降	$h_{dl}=h_0-h_e$ (再热前抽、漏出) $= (h_0-h_{dl}) +$ $(h_{dl}-h_e)$ (再热后)	$\text{kJ/kg}$	0	77.4	257.9	377.8	377.8	584	773.4
4	回热抽汽量	$D_e$	$10^3 \text{ kg/h}$	0	0	64.65	72.91	0	30.49	37.00
5	漏汽入加热器量	$D_{ge}$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	—	—	—	3.75	4.66
6	漏汽量	$D_g$ (自汽轮机漏出为十号)	$10^3 \text{ kg/h}$	0.83	18.3	—	4.66	3.75	0	0.76
				0.24	—	—	0.8	—8.37	—	0.1
				—	—	—	0.1	—	—	—
				—	—	—	—0.83	—	—	—
				—	—	—	—9.93	—	—	—

续表

序号	项 目	符号及公式	单 位	加 热 器 编 号						
				主汽阀	调节级汽室	1	2	再热阀	3	4
7	给水泵汽轮机进汽量	$D_p$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	—	—	—	—	31.88
8	抽汽和漏汽总量	$D_t = D_c + D_g + D_p$	$10^3 \text{ kg/h}$	1.07	18.3	64.65	67.71	-4.62	30.49	69.74
9	段流量	$D_i, D_{ji} = D_{j(i-1)} - D_{(i-1)}$	$10^3 \text{ kg/h}$	898.56	897.49	879.19	814.54	746.83	751.45	720.96
10	段可用焓降	$h_{ij}$	$\text{kJ/kg}$	0	77.4	180.5	124.4	0	203.8	189.4
11	段内功率	$P_{ij} = 0.2778 D_{ji} h_{ij}$	$\text{kW}$	0	19 296.0	44 081.6	28 146.9	0	42 540.4	37 930.5
序号	项 目	符号及公式	单 位	加 热 器 编 号						
				5	6	7	8	G. C	C	G. S. R.
1	抽汽(漏汽)压力	$p_c$	$\text{MPa}$	0.356	0.132 4	0.064 01	0.025 17	—	0.004 9/ (0.006 59) <sup>①</sup>	—
2	抽汽(漏汽)热焓	$h_c$	$\text{kJ/kg}$	2943.3	2755.5	2633.1	2502.9	—	2340.7/ (2446.9) <sup>①</sup>	—
3	抽汽(漏汽)前可用焓降	$h_{is} = h_{is} - h_c$ (再热前抽、漏出) $= (h_{i0} - h_{bi}) +$ $(h_{ci} - h_c)$ (再热后)	$\text{kJ/kg}$	974.4	1162.2	1284.6	1414.8	—	1573.55	—
4	回热抽汽量	$D_c$	$10^3 \text{ kg/h}$	36.83	22.74	24.81	29.46	—	—	—
5	漏汽入加热器量	$D_{gc}$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	—	—	—	—	—
6	漏汽量	$D_g$ (自汽轮机漏出为+号)	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	—	—	—	—	-0.8
				—	—	—	—	—	—	-0.76
				—	—	—	—	—	—	0.72
				—	—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—	-0.83
7	给水泵汽轮机进汽量	$D_p$	$10^3 \text{ kg/h}$	—	—	—	—	—	—	—
8	抽汽和漏汽总量	$D_t = D_c + D_g + D_p$	$10^3 \text{ kg/h}$	36.83	22.74	24.81	29.46	—	537.76 <sup>②</sup>	—
9	段流量	$D_i, D_{ji} = D_{j(i-1)} - D_{(i-1)}$	$10^3 \text{ kg/h}$	651.22	614.39	591.65	566.84	—	537.38 <sup>③</sup>	—
10	段可用焓降	$h_{ij}$	$\text{kJ/kg}$	201	187.8	122.4	130.2	—	162.2	—
11	段内功率	$P_{ij} = 0.277 8 D_{ji} h_{ij}$	$\text{kW}$	36 359.8	32 050.7	20 116.1	20 500.7	—	24 212.0	—

① 括号中值为给水泵汽轮机排汽参数。  
② 括号中值为再热蒸汽与来自高压前汽封的中压转子冷却蒸汽( $D_c$ )混合后焓值  $h_{ci}$ 。  
③ 汽轮机排汽量。

汽轮机总内功率  $P_i = 0.277 8 \sum D_{ji} h_{ij} = 0.277 8 \sum D_{ji} h_{ij} = 305.23 \times 10^3 \text{ kW}$   
汽轮机轴端功率  $P_e = P_i - \Delta P_m = 303.72 \times 10^3 \text{ kW}$   
机组电功率  $P_{el} = P_e \eta_g = 300.07 \times 10^3 \text{ kW}$   
 $P_{el}$  基本符合已定的计算功率, 原先估计的进汽量正确, 可以不必修正进汽量重新计算。

(4) 经济性指标计算。

汽耗率  $d = D_0 / P_{el} = [898.56 \times 10^3 / (300.0 \times 10^3)] \text{ kg/kWh} = 2.995 \text{ kg/kWh}$

热耗率  $q = d \left[ (h_0 - h'_{1w}) + \frac{D_r}{D_0} (h_r - h_b) \right]$   
 $= \left\{ 2.995 \times \left[ (3398.6 - 1202.2) + \frac{746.82}{898.56} \times (3539.9 - 3020.8) \right] \right\} \text{ kJ/kWh}$   
 $= 7870.8 \text{ kJ/kWh}$

汽轮发电机组的绝对电效率  $\eta_{el} = (3600/q) \times 100\%$   
 $= 45.74\%$

4.2.2 热平衡分析计算法

分析计算法是在常规热平衡计算方法的基础上发展起来的。对任一具体的热力系统和确定的汽轮机通流部分热力过程线, 通过各加热器热平衡方程式的变换, 将需要求解的热力循环效率或热耗率表达为一系列系统中汽、水参数的计算公式, 代入系统中已知的汽、水参数后即可一次求解。常用的分析法有等效焓降法和循环函数法。

(1) 等效焓降法。具有  $n$  级回热抽汽的汽轮机中,  $1 \text{ kg}$  新蒸汽所做的实际功称为新蒸汽的等效焓降  $h_e$ , 它等效于  $\left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_{ej} \frac{h_{ej}}{h_i}\right) \text{ kg}$  的新蒸汽在相同的初、终参数, 无回热抽汽的汽轮机中所做的实际功。各级抽汽的等效焓降  $h_{ej}$  是指回热系统中减少或增加  $1 \text{ kg}$  抽汽时, 汽轮机增加或减少的实际功, 它与  $1 \text{ kg}$  抽汽在该级加热器中的放热量之比称为抽汽效率  $\eta_{ej}$ 。

等效焓降法就是根据上述定义按凝结水流程中的第一个加热器开始逐级列出各加热器抽汽等效焓降的计算公式, 进



而求得新蒸汽的等效焓降；然后分析计算各辅助系统附加成分的增益或损失，即可求得机组的实际循环效率。

(2) 循环函数法。循环函数法是一种反平衡算法。汽轮机的绝对内效率可以写为

$$\eta_{\text{ai}} = 1 - \frac{\alpha_k q_k}{(h_0 - h'_{\text{fw}}) + \alpha_r (h_r - h_h)} \quad (4.2-21)$$

式中： $\alpha_k$  为 1kg 新蒸汽中排入凝汽器的份额； $q_k$  为 1kg 排汽在凝汽器中的凝结放热量； $\alpha_r$  为 1kg 新蒸汽中再热蒸汽的份额。

循环函数法采用每千克抽汽、给水、疏水在回热系统各个加热器中的放(吸)热量(即  $q$ 、 $\tau$ 、 $\gamma$ )列成一组可以按顺序直接计算求解  $\alpha_k$  ( $\alpha_r$ ) 的公式，从而求得  $\eta_{\text{ai}}$ 。

## 第3章 通流部分热力设计

### 1 通流设计的一般方法

汽轮机通流部分广义上由主汽阀、调节阀、叶片级和排汽缸组成,它担负着把蒸汽热能转换成机械能的任务。其中,叶片级是使蒸汽膨胀做功的基本工作单元,由静叶叶栅和动叶叶栅顺序地配置组成(见图4.3-1)。蒸汽在静叶汽道中膨胀加速后进入旋转的动叶,在动叶汽道中转向并做补充膨胀。汽流在动叶内的动量发生变化,产生圆周方向的推力使转子转动做功。级中的汽流速度必须与动叶的圆周速度保持一定的比例,即选用合适的速比,才能保证叶片级具有较高的效率。因此,汽轮机通流部分常用多级,以使蒸汽的焓降合理地分配于各个级中。

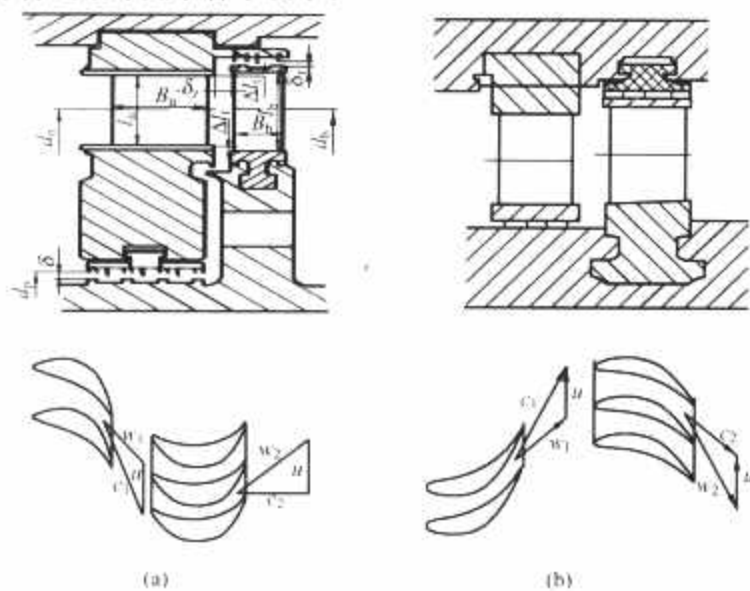


图 4.3-1 汽轮机叶片级  
(a) 冲动级; (b) 反动级

汽轮机通流部分热力设计是根据给定的汽轮机工作条件,确定级数、各级焓降分配及叶片通道尺寸,使其具有较高的转换效率和良好的变工况性能。

级的通流部分必须采用良好的叶片型线和密封结构组成合理的汽道,以减少蒸汽膨胀加速过程中的各种流动损失。随着计算流体力学的发展和计算机的广泛应用,通流部分的设计亦从以级的平均直径为基准的一维流动热力计算向二维、准三维和三维流动的气动计算发展。三维流动计算通过叶片的扭(弯扭)、倾斜、弯曲、前掠等不同结构形式及其组合,能够优化沿叶片高度的气动参数,如压力分布、反动度等,达到提高级效率的目的。目前,准三维和三维流动计算已经能够进行多级连算和对某个缸的连算,但对整机通流进行整体三维流动计算还比较困难。因此,现在在通流部分设计中仍常采用基于一维流动计算的通用热力计算程序,对通流、给水加热器抽汽、汽封漏汽以及热平衡等从整体把握机组性能,确定各级叶片高度,给出各级流量、压力、温度及焓降等热力参数,供三维流动计算进行叶型设计之用。同时,一维流动热力设计也不断吸收三维流动气动设计的特点,用经验公式反映在计算程序中,使之从总体上反映三维流动的设计成果。

级的通流部分热力设计与汽轮机本体结构设计有着密切

的联系,因此热力设计必须与结构设计,机组的系列化、通用化等因素综合考虑,才能设计出安全可靠、技术经济合理的通流部分。

### 2 级的热力设计

级的热力设计有速度三角形法和模型级法两种。模型级法受模拟条件的限制,很难通用,故大多采用速度三角形法进行级的热力设计。速度三角形法是以级的平均直径截面上的参数为基准的一维流动设计方法,主要适用于等截面叶片级的设计。对于扭(弯扭)叶片级,仅用于近似地计算级的特性。本章主要介绍基于一维流动的热力计算方法,其他方法在第5章进行介绍。

#### 2.1 级的热力计算

##### 2.1.1 原始数据

汽轮机原始数据包括转速 $n$ ,静、动叶平均直径 $d_n$ 、 $d_b$ (或根径 $d_r$ ),级前蒸汽滞止参数 $p_0^*$ 、 $t_0^*$ ,级后压力 $p_2$ (或等熵滞止焓降 $h_s^*$ )和级流量 $G_0$ 。静、动叶平均直径根据焓降分配和通流结构确定,级前滞止参数和级后压力由汽轮机通流部分分级计算和上级热力计算得到,级流量由回热系统热平衡计算确定。

##### 2.1.2 计算步骤简述

对于冲动级,根据静、动叶平均直径和滞止焓降初步估算的径高比 $d_b/l_b$ 选取合理的反动度 $\rho$ ;对于反动级,其反动度为0.5左右。根据所通过级的容积流量的大小选取静叶出汽角 $\alpha_1$ ,利用速度三角形法计算静、动叶中汽流的进、出口速度,并按静叶流量计算公式确定静叶高度 $l_n$ ,选取合适的超高值 $\Delta l$ 或根据通流部分汽道扩张角确定动叶高度后,按动叶流量计算公式确定动叶出汽角 $\beta_2$ 。最后计算各项损失并确定级的功率和效率。

##### 2.1.3 级的流动计算

###### 2.1.3.1 速度三角形

蒸汽在静叶中膨胀加速,以绝对速度 $c_1$ 沿 $\alpha_1$ 方向流出静叶,并以相对速度 $w_1$ 和相对进汽角 $\beta_1$ 进入旋转的动叶。汽流在动叶中转向并作补充膨胀,以相对速度 $w_2$ 和相对出汽角 $\beta_2$ 流出动叶。汽流在动叶中做功后以绝对速度 $c_2$ 沿出汽角 $\alpha_2$ 离开动叶,进入下一级的静叶。

将静、动叶中进出汽流的速度大小和方向按一定比例画出的速度图叫做速度三角形,见图4.3-2。

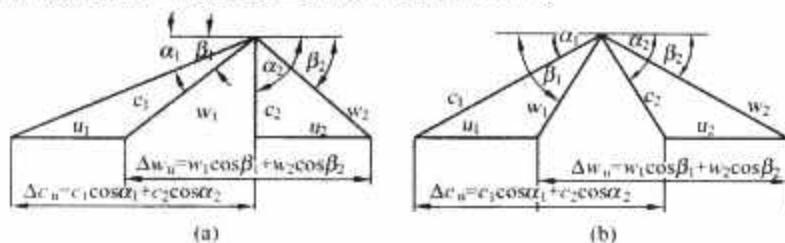


图 4.3-2 汽轮机静、动叶片的速度三角形  
(a) 冲动级; (b) 反动级

###### 2.1.3.2 热力过程线

图4.3-3所示为用焓—熵图表示的级的热力膨胀过程。

具有初速  $c_0$  的汽流进入静叶的状态为 0, 静叶出口 (即动叶进口) 的状态为 1, 动叶出口的状态为  $2_u$ , 级的出口的状态为 2。图中字母右上角注 \* 为等熵滞止状态, 字母右下角注 S 为等熵膨胀状态。静叶进口速度头  $h_{00} = c_0^2/2000 \text{ kJ/kg}$ , 动叶进口速度头  $h_{01} = w_1^2/2000 \text{ kJ/kg}$ 。

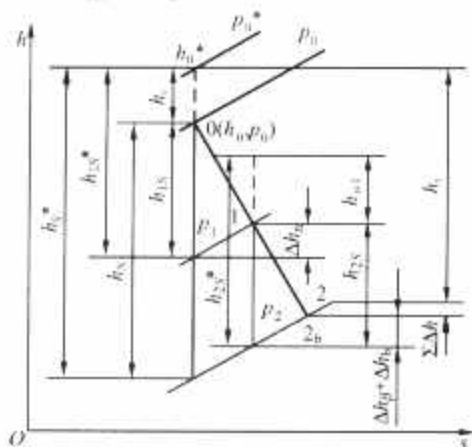


图 4.3-3 叶片级的热力过程

级外损失之和  $\Sigma \Delta h$  的计算式为

$$\Sigma \Delta h = \Delta h_{c2} + \Delta h_t + \Delta h_p + \Delta h_l + \Delta h_e + \Delta h_x \quad (4.3-1)$$

式中:  $\Delta h_{c2}$  为余速损失,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\Delta h_t$  为叶轮摩擦损失,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\Delta h_p$  为隔板漏汽损失,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\Delta h_l$  为叶顶漏汽损失,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\Delta h_e$  为部分进汽损失,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\Delta h_x$  为湿汽损失,  $\text{kJ/kg}$ 。

### 2.1.3.3 汽流速度

(1) 理想速度。静、动叶出口截面处的理想速度为

$$c_{1s} = \sqrt{2000h_{1s}^*} \quad (4.3-2)$$

$$w_{2s} = \sqrt{w_1^2 + 2000h_{2s}^*} \quad (4.3-3)$$

式中:  $h_{1s}^*$  为静叶片中的等熵滞止焓降,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_{2s}^*$  为动叶片中的等熵焓降,  $\text{kJ/kg}$ 。

$$h_{1s}^* = (1 - \rho)h_s^* \quad (4.3-4)$$

$$h_{2s}^* = \rho h_s^* \quad (4.3-5)$$

式中:  $\rho$  为反动度。

(2) 实际速度。蒸汽在静、动叶中的流动实际上是有损失的, 其中一部分蒸汽的动能消耗于克服流动阻力, 因此, 静、动叶出口截面处的实际速度  $c_1$ 、 $w_2$  比相应的理论值小, 分别为

$$c_1 = \varphi c_{1s} \quad (4.3-6)$$

$$w_2 = \psi w_{2s} \quad (4.3-7)$$

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_1}$$

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_2}$$

式中:  $\varphi$  为静叶速度系数;  $\psi$  为动叶速度系数;  $\zeta_1$ 、 $\zeta_2$  分别为所采用的静、动叶栅的能量损失系数。

$\zeta_1$  及  $\zeta_2$  由叶栅静吹风试验结果给出的公式得到。若没有经验公式资料, 可参考静、动叶速度系数与相对叶高的关系曲线图 4.3-4 选取。

### 2.1.3.4 静、动叶片通流能力和出口面积

(1) 喷嘴 (静叶) 流量计算。汽道中最小截面位于出口处的喷嘴叫做收缩喷嘴, 如果其最小出口面积为  $A_n$  ( $\text{m}^2$ ), 其理论流量  $G_{ns}$  的计算公式为

$$G_{ns} = \alpha_n G_{cr} \quad (4.3-8)$$

$$\alpha_n = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left( \frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \left( \frac{2}{\epsilon_n^*} - \epsilon_n^* \right)} \quad (4.3-9)$$

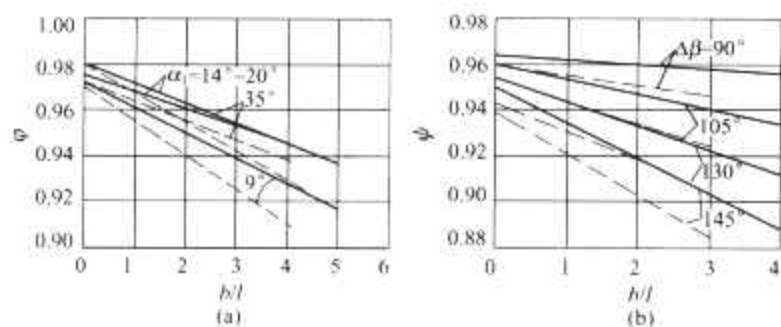


图 4.3-4 静、动叶栅速度系数与相对叶高的关系曲线

(a) 静叶速度系数; (b) 动叶速度系数

——径高比  $d/l > 10$ ; ---径高比  $d/l < 10$ ;

$b$ —叶片弦长;  $l$ —叶片高度

$$\epsilon_n = p_1/p_0^*$$

式中:  $\alpha_n$  为相对流量系数, 又称彭台门系数;  $\epsilon_n$  为喷嘴前后滞止压比;  $p_0^*$  为喷嘴前的滞止压力;  $p_1$  为喷嘴后压力;  $\kappa$  为等熵指数, 可通过水蒸气性质计算程序求得。

一般对过热蒸汽,  $\kappa = 1.3$ ; 饱和蒸汽,  $\kappa = 1.135$ ; 湿蒸汽  $\kappa = 1.035 + 0.1x$ ,  $x$  为干度。

如果不采用计算机编程计算, 为减少计算量,  $\alpha_n$  也可近似地按  $\epsilon$  的椭圆方程式表示, 即

$$\alpha_n = \sqrt{1 - \left( \frac{\epsilon_n - \epsilon_{cr}}{1 - \epsilon_{cr}} \right)^2} \quad (4.3-10)$$

$$G_{cr} = 1000 A_n \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (4.3-11)$$

式中:  $G_{cr}$  为喷嘴的临界流量,  $\text{kg/s}$ ;  $v_0^*$  为喷嘴前滞止比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

临界压比计算公式为

$$\epsilon_{cr} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.3-12)$$

过热蒸汽  $\epsilon_{cr} = 0.546$ , 饱和蒸汽  $\epsilon_{cr} = 0.577$ 。当喷嘴的  $\epsilon_n$  等于临界压比时, 喷嘴的工况称临界工况。此时通过喷嘴的流量达到临界流量  $G_{cr}$ , 喷嘴出口截面处汽流速度到达临界速度 (音速)  $c_{cr}$ , 即

$$c_{cr} = 1000 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} p_0^* v_0^*} \quad (4.3-13)$$

喷嘴的实际流量可采用式 (4.3-14) 计算, 即

$$G_n = 1000 \mu_n \alpha_n A_n \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (4.3-14)$$

式中:  $G_n$  为喷嘴的实际流量,  $\text{kg/s}$ ;  $A_n$  为喷嘴的最小出口面积,  $\text{m}^2$ ;  $\mu_n$  为喷嘴的流量系数。

$\mu_n$  是喷嘴的实际流量与理论流量之比, 它与静叶片的几何和气动参数, 以及气体的物理性质等因素有关。影响速度系数的诸因素也影响流量系数。对于过热蒸汽,  $\mu_n \approx 0.93 \sim 0.98$ ; 对于饱和蒸汽,  $\mu_n > 1$ , 一般  $\mu_n \approx 1.02$ 。

令

$$\chi = \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (4.3-15)$$

对过热蒸汽 ( $\kappa = 1.3$ ),  $\chi = 0.667$ , 取  $\mu_n = 0.975$ , 则  $\mu_n \chi = 0.65$ ;

对饱和蒸汽 ( $\kappa = 1.135$ ),  $\chi = 0.637$ , 取  $\mu_n = 1.02$ , 则  $\mu_n \chi = 0.65$ 。

这样, 无论对过热蒸汽还是湿度不大的湿蒸汽, 都可以用一个统一的流量计算公式, 即



$$G_n = 650 \alpha_n A_n \sqrt{\frac{\rho_0^*}{v_0^*}} \quad (4.3-16)$$

当喷嘴的  $\epsilon_n > \epsilon_{cr}$  时, 叫做喷嘴的非临界工况, 此时通过喷嘴的流量小于临界流量, 即  $\alpha_n < 1$ ; 当喷嘴的  $\epsilon_n < \epsilon_{cr}$  时, 叫做喷嘴的超临界工况, 此时通过喷嘴的流量仍为临界流量, 即  $\alpha_n = 1$ , 同时喷嘴出口截面处的压力为临界压力  $p_c (\epsilon_{cr} p_0^*)$ 。对于具有斜切部分的实际叶片汽道, 汽流在喉部截面后继续膨胀, 汽流方向在出口截面后还将产生偏转。

工作在超临界工况的叶片汽道, 当  $\epsilon_n$  较小, 低于临界压比 15%~20% 以上时, 常采用缩放式喷嘴, 汽道中最小截面位于出口截面之前的喉部。此时喷嘴流量为通过喉部截面  $A_n$  的临界流量。出口截面可按式(4.3-17)进行计算, 即

$$A_n' = \frac{A_n}{\alpha_n} \quad (4.3-17)$$

(2) 静、动叶片汽流出口面积计算。调节级静叶(常称喷嘴)和处于湿蒸汽区工作的级常按式(4.3-18)计算汽流出口面积, 即

$$A_n = \frac{G_n}{650 \alpha_n \sqrt{\frac{\rho_0^*}{v_0^*}}} \quad (4.3-18)$$

其他级静叶有

$$A_n = \frac{G_n v_1}{c_1} \quad (4.3-19)$$

动叶汽流出口面积为

$$A_b = \frac{G_b v_{2b}}{w_2} \quad (4.3-20)$$

(3) 出汽角。按选取的叶片型线和出汽角, 根据平面叶栅气动试验特性线确定叶栅的相对节距  $t/b$ ; 按叶片强度计算要求的叶片宽度即可确定叶栅的叶片数目。如缺乏试验曲线, 出口部分为收缩汽道型线的出汽角特性线可按出汽角计算, 即

$$\alpha_1(\beta_2) = \arcsin \frac{o}{t} \quad (4.3-21)$$

式中:  $o$  为叶栅喉宽;  $t$  为叶栅栅距。

在超音速工况下, 汽流在叶片汽道斜切部分继续膨胀产生的偏转角  $\delta$  (见图 4.3-5) 可按式(4.3-22)计算或近似地按式(4.3-23)计算, 即

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa-1}{\kappa+1}}}{\epsilon_n^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \epsilon_n^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \quad (4.3-22)$$

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{v_{1s} c_{1cr}}{v_{1cr} c_{1s}} \quad (4.3-23)$$

式中:  $v_{1s}$ 、 $c_{1s}$  分别为理想出口比体积和速度;  $v_{1cr}$ 、 $c_{1cr}$  分别为临界比体积和速度。

$$\frac{v_0^*}{v_{cr}} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (4.3-24)$$

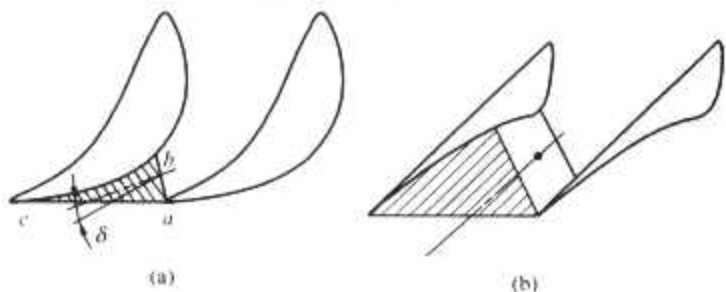


图 4.3-5 超音速工况下的汽流偏转角  $\delta$   
(a) 收缩喷嘴; (b) 缩放喷嘴

式中:  $v_0^*$  为喷嘴前滞止比体积。

以  $\beta_2$ 、 $v_{2s}$ 、 $w_{2s}$ 、 $v_{2cr}$ 、 $w_{2cr}$ 、 $\epsilon_b$  代入以上各式即适用于动叶汽道。

(4) 静、动叶高度的确定。静叶高度为

$$l_n = \frac{A_n}{e \pi d_n \sin \alpha_1} \quad (4.3-25)$$

式中:  $e$  为级的部分进汽度。

采用圆柱形通道的级, 动叶高度为

$$l_b = l_n + \Delta l_t + \Delta l_r \quad (4.3-26)$$

式中:  $\Delta l_t$ 、 $\Delta l_r$  分别为动叶顶部和根部超高值。

通常, 当  $l_n \leq 10\text{cm}$  时,  $\Delta l_t$  介于 0.2~0.3cm,  $\Delta l_r = 0.1\text{cm}$ ; 当  $l_n > 10\text{cm}$  时,  $\Delta l_t$  介于 0.3~0.4cm,  $\Delta l_r$  介于 0.15~0.2cm。

对于非圆柱形通道的级, 动叶高度根据所选取的通道子午面几何形状确定。

当动叶高度确定后, 按式(4.3-27)确定动叶出汽角, 即

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{A_b}{e_b l_b} \right) \quad (4.3-27)$$

#### 2.1.4 级的损失计算

汽轮机级中可能存在的损失有:

(1) 静叶损失。汽流在静叶栅中的流动损失为

$$\Delta h_n = (1 - \varphi^2) h_{1s}^* \quad (4.3-28)$$

(2) 动叶损失。汽流在动叶栅中的流动损失为

$$\Delta h_b = (1 - \psi^2) h_{2s}^* \quad (4.3-29)$$

(3) 静、动叶进口冲角损失。汽流进口角偏离静、动叶栅的几何进汽角时的流动损失可根据平面叶栅试验结果在确定速度系数  $\varphi$ 、 $\psi$  中考虑。若  $\varphi$ 、 $\psi$  中未考虑此项损失, 则近似地认为

$$\Delta h_a = \frac{(c_0 \sin i_0)^2}{2000} \quad (4.3-30)$$

$$\Delta h_\beta = \frac{(w_1 \sin i_1)^2}{2000} \quad (4.3-31)$$

式中:  $\Delta h_a$ 、 $\Delta h_\beta$  分别为静、动叶冲角损失, kJ/kg;  $i_0$ 、 $i_1$  为静、动叶进口气流冲角, 其值等于叶型进口几何角与进口气流角之差, 如图 4.3-6 所示, 计算公式为

$$\left. \begin{aligned} i_0 &= \alpha_{0g} - \alpha_0 \\ i_1 &= \beta_{1g} - \beta_1 \end{aligned} \right\} \quad (4.3-32)$$

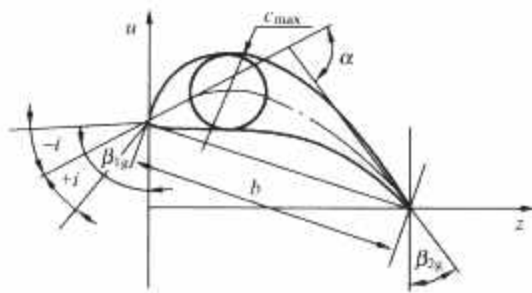


图 4.3-6 叶片进口气流冲角示意图

(4) 余速损失。余速损失计算公式为

$$\Delta h_2 = \frac{c_2^2}{2000} \quad (4.3-33)$$

(5) 叶轮摩擦损失。叶轮在蒸汽中高速旋转时克服摩擦而消耗的功为

$$\Delta h_f = 1.07 d_h^2 \left( \frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{G v_{2b}} \quad (4.3-34)$$

式中:  $v_{2b}$  为动叶出口比体积。

双列调节级摩擦损失为  $2\Delta h_f$ 。

在反动式汽轮机中,采用无叶轮或轮面很小的鼓形转子,一般不计算摩擦损失。

(6) 部分进汽损失。部分进汽损失包括鼓风损失和弧端损失。鼓风损失为不进汽部分的动叶鼓风耗功;弧端损失为排斥滞留在不进汽部分动叶汽道中静止蒸汽的耗功和进汽部分的动叶离开弧端时汽道中流动不稳定引起的损失。部分进汽损失可计算得

$$\Delta h_e = \frac{1}{e} \left( \frac{u}{c_{1s}} \right) \left[ B_e \left( \frac{u}{c_{1s}} \right)^2 \times \left( 1 - e - \frac{e_k}{2} \right) + c_e \frac{z_k}{d_b} \right] h_s^* \quad (4.3-35)$$

式中:  $e_k$  为护罩占圆周的部分进汽度;  $z_k$  为喷嘴的弧段数;  $B_e$  为系数,单列级  $B_e=0.15$ ,双列级  $B_e=0.55$ ;  $c_e$  为系数,单列级  $c_e=1.2$ ,双列级  $c_e=1.6$ 。

(7) 隔板漏汽损失。隔板漏汽损失计算公式为

$$\Delta h_p = \frac{\Delta G_p}{G} h_u \quad (4.3-36)$$

或

$$\Delta h_p = \frac{\pi d_g \delta h_u}{A_0 \sqrt{Z_g}} \quad (4.3-37)$$

式中:  $\Delta G_p$  为汽封漏汽量;  $G$  为级流量;  $h_u$  为级的轮周焓降,见式(4.3-44);  $d_g$  为汽封直径;  $Z_g$  为汽封齿数,对于平齿汽封,则采用当量齿数  $(Z_g+1)/2$  代入;  $\delta$  为汽封间隙。

(8) 叶顶漏汽损失。叶顶漏汽损失计算公式为

$$\Delta h_t = \frac{\Delta G_t}{G} h_u \quad (4.3-38)$$

或

$$\Delta h_t = 0.6 \sqrt{\frac{\rho_t}{1-\rho}} \times \frac{v_1 (d_b + l_b) \delta_t h_u}{v_{2b} d_n l_n \sin \alpha_1} \quad (4.3-39)$$

$$\delta_t = \frac{\delta_z}{\sqrt{1 + Z_r \left( \frac{\delta_z}{\delta_r} \right)^2}} \quad (4.3-40)$$

$$\rho_t = 1 - (1-\rho) \left( \frac{d_b}{d_b + l_b} \right) \quad (4.3-41)$$

式中:  $\Delta G_t$  为叶顶漏汽量;  $\delta_t$  为当量间隙;  $Z_r$ 、 $\delta_r$  分别为顶部径向汽封齿数和间隙;  $\delta_z$  为顶部开式轴向间隙;  $\rho$  为级反动度;  $\rho_t$  为顶部反动度。

(9) 湿汽损失。在湿蒸汽区工作的级由于蒸汽所含水分不再膨胀做功,且主汽流还要带动水滴运动消耗功,从而产生了湿汽损失  $\Delta h_x$ ,即

$$\Delta h_x = \left[ 1 - \left( \frac{\gamma_0^* + \gamma_{2b}}{2} \right) \right] h_u \quad (4.3-42)$$

式中:  $\gamma_0^*$  为级的进口滞止湿度;  $\gamma_{2b}$  为动叶出口湿度。

### 2.1.5 级的功率和效率计算

(1) 轮周功率  $P_u$  和轮周效率  $\eta_u$ ,二者计算公式分别为

$$P_u = G h_u \quad (4.3-43)$$

轮周焓降

$$\begin{aligned} h_u &= h_s^* - \Delta h_n - \Delta h_b - \Delta h_a - \Delta h_p - \Delta h_e - \Delta h_x \\ &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \\ &= u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (4.3-44)$$

对于圆柱形通道和倾斜角不大的非圆柱形通道,常近似

地取  $u_1 = u_2$ ,此时式(4.3-44)可简化为

$$h_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (4.3-45)$$

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_s^*} \quad (4.3-46)$$

考虑余速为下级利用时,有

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_s^* - k_c \frac{c_2^2}{2}} \quad (4.3-47)$$

式中:  $k_c$  为余速能量利用系数,数值在 0~1 内选取。

对于排汽级,部分进汽级和级间直径突跳时,  $k_c=0$ ;对于抽汽口级,  $k_c=0.5 \sim 1$ 。

(2) 内功率  $P_i$  和相对内效率  $\eta_i$ ,计算公式分别为

$$P_i = G h_i \quad (4.3-48)$$

$$h_i = h_u - \Delta h_f - \Delta h_e - \Delta h_p - \Delta h_x \quad (4.3-49)$$

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_s^*} \quad (4.3-50)$$

## 2.2 级的热力特性参数选择

### 2.2.1 速比

(1) 列速比。静、动叶平均直径处圆周速度与出口速度之比叫做列速比。对于静叶,列速比为  $u_1/c_1 \approx u/c_1$ ;对于动叶,列速比为  $u_2/w_2 \approx u/w_2$ 。

级的轮周效率最高时的列速比叫做最佳列速比。此时,汽流以与轴线一致的方向 ( $\alpha_2=90^\circ$ ,即  $u/w_2=\cos \beta_2$ ) 离开本级,级的余速损失最小。最佳的静叶列速比为

纯冲动级 ( $\rho=0$ )

$$(x_1)_{\text{opt}} = \left( \frac{u_1}{c_1} \right)_{\text{opt}} \approx \left( \frac{u}{c_1} \right)_{\text{opt}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (4.3-51)$$

反动级 ( $\rho=0.5$ )

$$(x_1)_{\text{opt}} = \left( \frac{u_1}{c_1} \right)_{\text{opt}} \approx \left( \frac{u}{c_1} \right)_{\text{opt}} = \varphi \cos \alpha_1 \approx \cos \alpha_1 \quad (4.3-52)$$

具有一定反动度的冲动级

$$(x_1)_{\text{opt}} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2(1-\rho)} \quad (4.3-53)$$

(2) 级速比  $u/c_a$ 。在进行级的热力设计时,级的滞止焓降  $h_s^*$  通常是已知数,故速比公式中常以当量静叶理论出口速度  $c_a$  ( $c_a=\sqrt{2000h_s^*}$ ) 来代替  $c_1$ ,此时的速比叫做级速比。

级速比与列速比的关系式为

$$u/c_a = \varphi \sqrt{1-\rho} \left( \frac{u}{c_1} \right) \quad (4.3-54)$$

级速比  $u/c_a$  与轮周效率的关系曲线见图 4.3-7。由图可知,考虑余速利用后的轮周效率  $\eta_u$  曲线比较平缓。

级速比是影响汽轮机技术经济性的一个重要特性参数,它既影响级的效率,又影响制造成本,因此在设计时必须合理地选择。

为了保证级有较高的效率,级速比常在对应最高的轮周效率的附近选取。考虑到级内摩擦,部分进汽、漏汽、湿汽等各种损失随着级速比的增大而增加,故实际上选的级速比要小一些。此外,选用较小的级速比,可使级的直径降低或级数减少,降低制造成本,而对级效率的影响并不明显。设计时常用的级速比  $u/c_a$  范围:冲动级为 0.46~0.52;反动

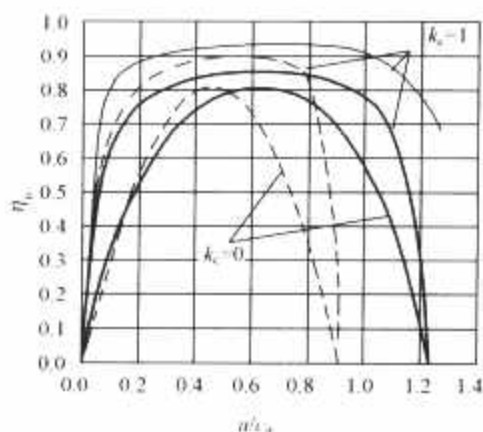


图 4.3-7 轮周效率曲线

- 反动级 ( $\rho=0.5$ ;  $\varphi=\psi=0.93$ ;  $\alpha_1=20^\circ$ )  
 ---反动级 ( $\rho=0$ ;  $\varphi=0.97$ ;  $\psi=0.94$ ;  $\alpha_1=20^\circ$ )  
 ——反动级 ( $\rho=0.5$ ;  $\varphi=\psi=0.97$ ;  $\alpha_1=20^\circ$ )

级为 0.65~0.7。采用三维流动设计方法，充分考虑  $u/c_u$  对级内气动参数变化的规律及影响，进行静、动叶片型线和弯扭规律优化设计时，可采用较小的  $u/c_u$ ，在减少级数的同时仍能保持较高效率。

设计时，通常选择几个级速比，进行不同方案的热力计算和技术经济比较后确定合适的  $u/c_u$  值。

### 2.2.2 反动度

动叶中补充膨胀的等熵焓降与级的等熵滞止焓降之比叫做反动度  $\rho$ ，计算公式为

$$\rho = \frac{h_{2s}}{h_s^*} \quad (4.3-55)$$

$\rho=0$  的级叫做纯冲动级， $\rho=0.5$  的级叫做反动级，具有一定反动度的级叫做冲动级。

(1) 反动度沿叶高的变化。对于实际流动，静、动叶轴向间隙中的汽流参数沿叶高是变化的。直叶片级反动度沿叶高方向逐渐增加，平均直径处反动度  $\rho$  和顶部反动度  $\rho_t$  与根部反动度  $\rho_r$  的近似关系为

$$\rho = 1 - (1 - \rho_r) \left(1 - \frac{l_h}{d_h}\right)^2 \quad (4.3-56)$$

$$\rho_t = 1 - (1 - \rho_r) \left(\frac{d_h - l_h}{d_h + l_h}\right)^2 \quad (4.3-57)$$

(2) 反动度的选择。反动式汽轮机直叶片级采用  $\rho \approx 50\%$ ，对于采用三维流动设计的弯扭叶片，中间级  $\rho < 50\%$ 。

冲动式汽轮机中各级采用一定的反动度以改善叶片根部的流动条件，减少动叶叶栅流动损失。根据动、静叶间根部不漏汽也不吸汽，即隔板漏汽直接通过叶轮的平衡孔流往级后的条件选取  $\rho_r$ ，一般为 3%~5%；直叶片级可按式 (4.3-56) 确定  $\rho$ 。

对于反动式和冲动式汽轮机中容积流量大的末几级，两者反动度的选择已无原则区别，主要是保证合适的根部反动度。在此条件下， $\rho$  的大小与采用的叶片扭曲流型有关。

## 2.3 级的结构要素

汽轮机级的通流部分是由静、动叶栅和其他几何结构要素组成的，在进行级的热力设计时，除了合理地选择热力特性参数外，尚须合理地选定叶型和其他几何结构要素，才能保证级有高的热力特性。

### 2.3.1 叶型

按热力设计要求的静、动叶栅汽流的进、出口角和马赫数选用相应的叶型。其中，静、动叶栅汽流出口角  $\alpha_1$ 、 $\beta_2$

的大小对于级的通流能力、做功能力以及级效率都有直接的影响，设计时必须根据级所处的具体条件进行综合技术经济比较后选定。

对于容积流量小的级，为了减少叶片端部损失而不使叶片高度太小（一般不小于 12~15mm），应选用较小的出汽角。通常，冲动式级  $\alpha_1 \approx 11^\circ \sim 16.5^\circ$ ，反动式级  $\alpha_1 \approx 14.5^\circ \sim 22.5^\circ$ 。对于容积流量大的级，叶片端部损失占的比例减小，为了降低生产成本，控制叶片高度急剧增加，通常选用较大的出汽角，一般取  $\alpha_1 = 13^\circ \sim 24^\circ$ 。

多级汽轮机中，在选定汽流出口角时，应注意同一级组的叶片尽可能采用相同的叶型，即采用相近的汽流出口角。

### 2.3.2 间隙

静、动叶之间存在着径向和轴向间隙。径向间隙有隔板汽封间隙和叶顶汽封间隙，它们对级效率的影响可分别按式 (4.3-36)~式 (4.3-40) 计算。轴向间隙由三部分组成，即静、动叶片的闭式轴向间隙  $\delta_1$ 、 $\delta_2$  和开式轴向间隙  $\delta_z$  ( $\delta_{zr}$ )。

闭式轴向间隙对级效率有着作用相反的两种影响。当静、动叶片闭式轴向间隙增大时，静叶出口边尾迹的影响减小，使动叶进口汽流趋于均匀，有利于级效率的提高；但增加了汽流与上、下端壁间的摩擦损失，因此闭式轴向间隙有一个较佳范围。决定闭式轴向间隙的大小，除了气动性能因素外，主要应结合工艺等结构因素综合考虑。一般推荐动叶和整体铣制静叶选取小于 2.5mm，冲孔围带隔板静叶按叶片高度大小选用 1~5mm。

开式轴向间隙的大小由静子和转子的相对膨胀计算确定。顶部开式轴向间隙  $\delta_z$  对级效率的影响可按式 (4.3-39) 和式 (4.3-40) 计算。

对于冲动级，常设计成静叶汽封漏汽量全部经叶轮平衡孔进入下一级，动叶汽道根部不漏汽也不吸汽，而反动级无平衡孔，静叶汽封漏汽全部被吸入动叶汽道根部。

## 2.4 双列级的设计特点

双列级由一系列喷嘴、第一列动叶、一系列导叶及第二列动叶片组成。双列级通道形式见图 4.3-8。蒸汽在级中的膨胀基本上在喷嘴中进行，导叶主要起导向作用。

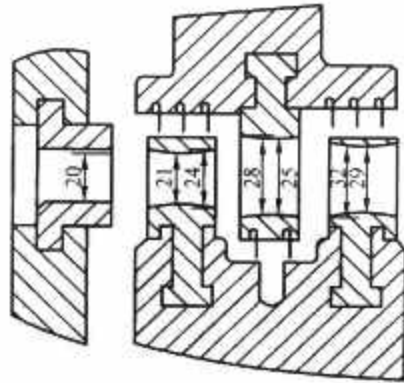


图 4.3-8 双列级通道形式

双列级的合理级速比为单列级的 1/2。在相同的圆周速度下，其承担的焓降约为单列级的 4 倍。双列级一般用于单级汽轮机和中、小功率多级汽轮机的调节级。

由于双列级比单列级多了一列导向叶片和动叶，因而其流动损失增大，效率通常低于单列级。

双列级与单列级相比，蒸汽在叶栅汽道中的流动速度快，叶片较短，常采用部分进汽，设计时必须合理选择部分进汽度，使级有较高的效率。同时，可以将喷嘴和动叶汽道的子午面设计成合适的型线以减少端部的二次流损失。在各



列静、动叶栅的间隙中采用径向和轴向汽封以减少间隙中的漏汽损失。

根据双列级承担焓降的大小,喷嘴可分别用亚音速、跨音速和超音速叶栅。小功率汽轮机中承担很大焓降的双列级的喷嘴可用钻孔喷嘴,一般常通过模型级试验确定静、动叶栅的叶型,进出汽角,面积比等几何参数的合理配对,以保证有较高的效率特性。为了改善双列级的气动性能,双列级的动叶和导向叶片都稍有反动度,其大小取决于各列叶栅与喷嘴的出汽面积比。根据一些模型级试验结果,对非超音速双列级的各列叶片,其面积比可在 1.4~1.5、2.35~2.7、3.4~3.8 内选取。

双列级的热力计算方法及公式与单列级基本相同。

## 2.5 模型级法的设计和计算

严格按照相似准则,对模型级进行模拟设计,保持设计的实物级与模型级的热力过程完全相似是不能实现的。实用上常按模型试验中所采用的静、动叶片型线,推荐的进、出汽角和面积比  $A_b/A_n$  进行级的设计,并根据设计中具体采用的结构和热力参数对模型级试验结果进行一系列的修正计算,以求得实物级的效率和流量特性,这种方法叫做模型级法。采用模型级法进行级的设计时,受模拟条件的限制因素比较多,因此,除部分在调节级和小功率汽轮机设计中使用外,模型级法很少采用。

典型模型级基本轮周效率  $\eta_{im}$  曲线见图 4.3-9 (单列级)和图 4.3-10 (双列级)。

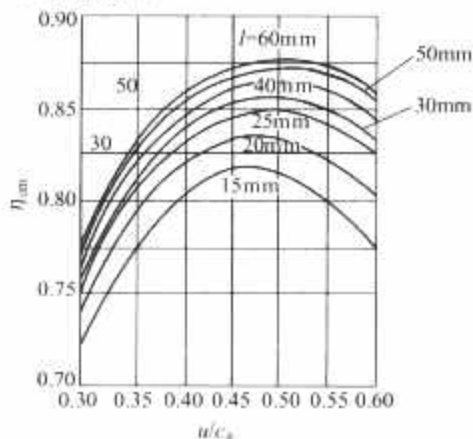


图 4.3-9 典型单列模型级效率曲线

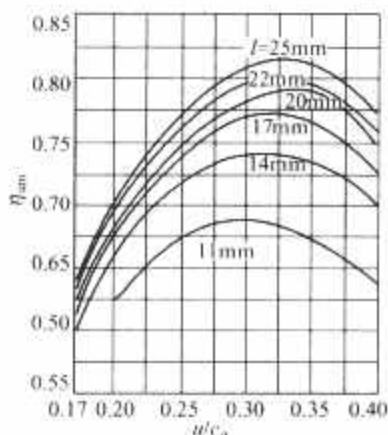


图 4.3-10 典型双列模型级效率曲线

实物级的相对内效率为

$$\eta_i = \eta_{im} K_c K_p K_b K_d K_e K_f K_g K_h K_{\Sigma} \quad (4.3-58)$$

式中:  $K_c$  为压比修正系数;  $K_p$  为叶型修正系数;  $K_b$  为叶片弦宽修正系数;  $K_d$  为径高比修正系数;  $K_e$  为部分进汽损失修正系数;  $K_f$  为叶轮摩擦损失修正系数;  $K_g$  为湿汽损失修正系数;  $K_h$  为叶顶当量间隙修正系数;  $K_{\Sigma}$  为根部漏汽(吸汽)损失修正系数。

实物级的流量为

$$G = 0.65 \mu A_n \sqrt{\frac{p_0^* \times 10^6}{v_0^*}} \quad (4.3-59)$$

式中:  $\mu$  为实物级的流量系数,由模型级试验结果进行适当修正。

## 3 多级汽轮机通流部分热力设计

汽轮机的通流部分承担的焓降按采用的蒸汽参数不同约为 840~2000kJ/kg。在保持合适的级速比的前提下,从结构工艺性和技术经济合理性的角度出发,每个级所承担的焓降是有限的。当转速为 3000r/min 时,各级所承担的焓降约为 45~145kJ/kg。因此,电站汽轮机的通流部分均设计成多级,由调节级、若干中间级和末级串联组成。对于高参数、大容量的中间再热冲动式汽轮机,其级数可达 25~30 级,反动式汽轮机则更多。

多级汽轮机通流部分的热力设计与热力系统和机组的总体结构有着密切的联系,常需要进行多种方案的技术经济比较后才能确定。

多级汽轮机通流部分的热力设计首先要根据设计条件选择调节级、末级叶片及低压模块,而后再进行焓降分配和级数确定。

### 3.1 原始数据

一般汽轮机的原始数据包括:新蒸汽参数(压力、温度),再热蒸汽参数(压力、温度),设计功率,设计背压,最大连续功率及相应的背压,以及给水温度和所采用的热力系统。调整抽汽式汽轮机还需给定抽汽压力和抽汽量。

### 3.2 通流部分内效率估算

原始数据给定后,需首先进行热力系统的热平衡计算,以便确定通流部分各级的蒸汽流量。为此,就要预先估计汽轮机通流部分的内效率,并在  $h-s$  图上作出其热力过程线,从而确定各抽汽点的蒸汽焓值。

通流部分的内效率与通过蒸汽的容积流量、湿度、末级余速、级的形式、结构要素以及级数等许多因素有关。在原始数据相同的条件下,可以设计出多种可供选用的通流部分方案。这些方案的技术经济性(即内效率和制造成本)是不同的。在选择热力系统方案和确定各级流量计算时,汽轮机通流部分内效率可分成三部分进行预估。首先,调节级内效率在采用单列级时可选取 0.65~0.8,采用双列级时可选取 0.55~0.7。图 4.3-11 所示为汽轮机通流部分相对内效率—平均容积流量曲线,横坐标为汽缸进、出口的平均容积流量  $\overline{Gv}$ ,  $\overline{Gv} = G\sqrt{v_1 v_2}$ ,  $G$  为汽缸进口流量,  $v_1$ 、 $v_2$  为汽缸进、出口比体积。图中两条曲线是相对内效率的范围,一般可取平均值;对级数较少且未采用三维流动设计的级组和中小容

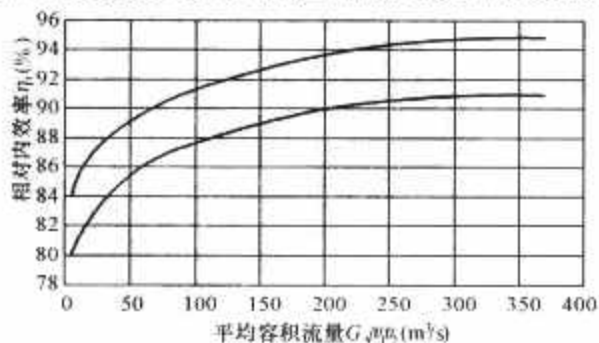


图 4.3-11 汽轮机通流部分相对内效率—平均容积流量曲线

量汽轮机的高压缸,或加工水平一般的级组,可根据情况估取较低的效率;对大容量机组的中低压缸,设计中采用新技术且制造精密的级组,可估取较高的效率;对包含低压部分的级组,由图 4.3-11 查出的效率为过程线终点的效率,即不包含余速损失。排汽损失可按选用的末级叶片进行估算。

### 3.3 调节级选型和焓降确定

现代汽轮机绝大部分采用喷嘴配汽调节,其第一级称为调节级。调节级一般采用部分进汽,承担的焓降比中间级大。

调节级有单列和双列两种形式。双列调节级常用于中、低压参数的中小型机组上,因其承担较大的焓降,从而可使整机级数减少、结构简单、启动快;同时由于调节级后蒸汽温度降低,转子和汽缸的材料强度等级可以随之降低,因此降低了机组造价采用双列调节级的汽轮机,其内效率比较低,但变工况时效率降低相对比较小。一般在功率为 50MW 以下的汽轮机中常采用双列调节级;对于经济性要求比较高的大容量汽轮机则常采用单列调节级。

设计工况下调节级焓降的确定时要考虑选用调节级的形式,此外,还应考虑在汽轮机最大流量工况时,调节级喷嘴后的最高温度应满足所选用的转子、汽缸等高温部件的材料、结构和强度要求,还应考虑汽轮机整个运行范围内的经济性等因素进行技术经济比较后才能合理选定。

### 3.4 末级排汽面积选择

在末级通过的蒸汽容积流量一定的条件下,末级余速损失的大小主要决定于它的环形排汽面积( $\pi d l_b$ )。而环形排汽面积的大小直接影响机组的外形尺寸、缸数和制造成本。因此,末级排汽面积必须根据初步热平衡计算得到的排汽量和设计背压通过技术经济比较后合理确定。目前,基本负荷机组的末级余速损失一般控制在 24~32kJ/kg,即不超过整机理想焓降的 1.5%~2.5%;对中间负荷机组,末级余速损失则控制在 40kJ/kg 左右。

机组初步设计时,可按式(4.3-60)估算环形排汽面积,即

$$A_k = \frac{P_{el}}{3.6 p_k} \quad (4.3-60)$$

式中:  $A_k$  为末级总环形面积,  $m^2$ ;  $P_{el}$  为汽轮机功率, MW;  $p_k$  为排汽压力(绝对), kPa。

大功率冷凝式汽轮机需要很大的排汽面积,因其受到动叶片材料强度和振动方面的限制,常需将通过容积流量比较大的那段通流部分做成双分流或多分流,以控制末级平均直径和叶片高度在技术经济合理的范围内。由于设计末级叶片的技术难度大,制造工艺复杂,因此,各制造厂家常设计生产一个排汽面积按一定比例增大的末级叶片系列,以满足不同功率等级汽轮机的需要。

### 3.5 中间级组设计

#### 3.5.1 设计特点

按通过的蒸汽容积流量的大小和变化情况,习惯上将通流部分相对地划分为高、中、低压三个级组,各级组设计特点不同。

(1) 高压级组。高压级组一般指通过的蒸汽容积流量较小且各级变化相对不大的级,如多缸汽轮机中的高压缸各级、单缸汽轮机中的等截面叶片级。高压级组的叶片相对高度比较小,因此,除调节级外,常采用较小的平均直径和汽

流出口角;对于小功率汽轮机,其前几级常采用部分进汽。这些措施可以适当增加叶片高度,提高机组效率。

(2) 中压级组。中压级组的容积流量已达到相当大的数值,但各级变化仍比较缓和,因此,通流部分较易设计成具有适中高度和光滑子午面的通道形状。

(3) 低压级组。低压级组一般指包括末级在内的后几级。在这些级中蒸汽压力低、比体积大,蒸汽逐级膨胀后比体积增大剧烈。设计低压级组时,要合适地选择各级的汽流出口角,控制低压级组各级的叶片高度及其差值,以保持通流部分的子午面流道光滑变化。低压级组的径高比较小,常采用扭曲叶片,且以末级叶片系列为基础组成低压级组系列,以此提高机组的通用化程度,降低制造成本。目前,国内 100~300MW 汽轮机低压级组常采用双分流,600~1000MW 汽轮机则常采用四分流。

#### 3.5.2 通道形式

通流部分常采用的通道形式有三种,见图 4.3-12。

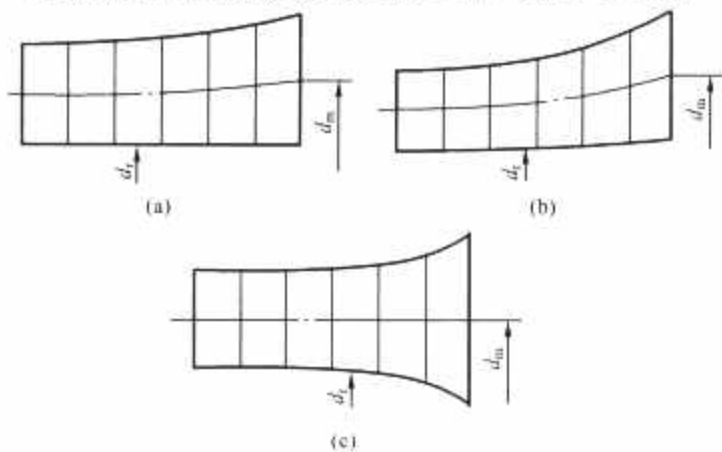


图 4.3-12 通流部分常采用的通道形式

(a) 等根径; (b) 根径逐级增大; (c) 根径逐级减小

(1) 等根径。等根径通道的各级根径相同,平均直径逐级增加,适宜于在整锻转子中采用,加工制造比较方便,常用于除调节级外的高压机组和中间再热式汽轮机的中压机组。在某些大功率汽轮机中亦有采用。

(2) 根径逐级增大。根径逐级增大的通道中各级根径与平均直径逐渐增大。这种形式的通流部分能满足容积流量较快地增长,增加高压级组叶片的高度,减短低压级组叶片的高度,但机组功率较大时会导致低压级组通流部分顶部扩张角的增大(一般扩张角不宜超过 40°),增加流动损失。常用于冲动式单缸汽轮机中,反动式多缸汽轮机中的高、中压级组亦常采用。

(3) 根径逐级减小。根径逐级减小的通道,其各级根径逐级减小,平均直径逐级增大或大致相等。这种形式的通道可在保持合适的末级径高比的条件下,使前几级承担的焓降适当增大,有利于减小通流部分顶部扩张角。同时,因末级根部产生向下的压力梯度,末级静、动叶间根部的流线下凹,从而提高了根部反动度,减缓了低负荷时根部脱流,有利于变工况运行,主要用于低压级组末两级。

实际上整台汽轮机的通流部分一般是由上述几种形式组合而成的。

### 3.6 焓降分配与级数确定

焓降分配前,首先对在已有系列中选定的低压级组(即通用级组)从末级动叶开始逐级进行通流部分热力计算倒算,以确定通用级组前的蒸汽参数。

对于采用喷嘴调节的汽轮机,则根据已选定的调节级焓降和效率,确定其级后蒸汽参数。

焓降分配是在调节级后蒸汽参数和低压通用级前蒸汽压力之间进行。对于级数比较多或低压级组是分流结构的汽轮机，由于结构方面的考虑，常将通流部分分成几段，分别放置在相应的几个汽缸和转子中，此时通流部分的焓降分配需分缸进行。

焓降分配的主要依据是保持各级有合适的级速比，同时要保持每个缸的通流部分子午面通道光滑。焓降分配时必须考虑各级平均直径的变化。

多级汽轮机中各级的余速除调节级和各缸的末级外，可全部或部分地被后一级所利用，在选取各级速比时应予以考虑。

根据选定的级速比  $\frac{u}{c_a}$  和平均直径  $d_n$ ，各级焓降可表示为

$$h_s^{(i)} = \frac{1}{2000} \left[ \left( \frac{\pi d_n}{60} \right) / \left( \frac{u}{c_a} \right) \right]^2 - \Delta h_{s2}^{(i-1)} \quad (4.3-61)$$

由于汽轮机各级做功过程中存在损失，提高了下级进汽焓，因此，各级等熵焓降总和大于整机的等熵焓降。焓降的增大值与整机等熵焓降之比称为重热系数，可按式(4.3-62)进行计算，即

$$\alpha = k(1 - \eta_i) \Delta h_s \frac{z-1}{418z} \quad (4.3-62)$$

式中： $\Delta h_s$  为汽轮机等熵焓降，kJ/kg； $z$  为级数； $k$  为系数，过热蒸汽区  $k=0.2$ ，湿蒸汽区  $k=0.12$ ，跨区  $k$  介于

0.14~0.18。

由各级等熵焓降总和  $\Sigma h_s = \Delta h_s(1 + \alpha)$  可确定级数  $z$ ， $z$  为整数（一般  $\alpha$  介于 0.02~0.08）。

### 3.7 通流部分详算

通流部分详算指根据分配给各级的焓降对通流部分各级进行详细的热力计算，以确定各级的几何尺寸和级效率。

进行热力计算时，对于冲动式汽轮机和非鼓式转子的反动式汽轮机，须预估隔板（静叶持环）汽封直径以进行隔板汽封漏汽损失计算。

各级热力计算完成后，须进行轴向推力计算，以确定端汽封（冲动式汽轮机）或平衡盘（反动式汽轮机）的直径，使推力轴承承担的轴向推力在许用的范围内。

根据热力计算所得的数据（级流量、级轮周焓降和级压差）进行叶片、转子、隔板的强度计算，以确定通流部分的各级轴向尺寸。之后核算转子临界转速以确定是否符合安全运行要求，如不符合，则须对预估隔板汽封直径进行适当修改，并相应修正有关的尺寸和计算。在某些情况下，为满足结构和强度方面的要求，不得不考虑改变级数和焓降分配，重新进行通流部分设计。



## 第4章 汽轮机变工况

### 1 汽轮机变工况的概念

#### 1.1 变工况定义

一个确定的工作状态称为一个工况。由一个工况转至另一个工况称为变工况。汽轮机变工况还特指对设计工况的偏离,故又称非设计工况。设计工况作为“基准工况”只有一个,其效率最高,是经常运行的工况;变工况有无数个,从中可以总结出变化规律,用来了解设备在变工况时的性能。

#### 1.2 变工况原因

外因为主,频繁发生,随时变化:

(1) 电网要求汽轮机随时增减负荷。

(2) 汽轮机接口参数(如初温、初压与背压)在允许范围内波动。

内因为次,具有偶发性与持续性:

(1) 内部结构几何参数(如通流缺损、汽封倒伏)发生变化。

(2) 辅助设备未按设计要求连接与投入,如高压加热器退出运行。

#### 1.3 变工况分类

按变工况性质分:

(1) 常规变工况。常规变工况指设备完善、负荷及接口参数在正常允许范围内变动的工况。

(2) 特殊变工况。特殊变工况包括深度变工况(如末级小容积流量工况)、高压加热器切除等一类的非常规工况。

按变工况层次由低到高、由简单到复杂分:

(1) 通流元件(叶片)组合——叶栅变工况。

(2) 动、静叶栅组合——级变工况。

(3) 级的组合——级组变工况。

(4) 包括调节阀、调节级在内的整个汽轮机通流变工况。

(5) 汽轮机装置变工况。

(1)~(4)四个层次合称汽轮机通流变工况。

#### 1.4 工况自变量、特性量与变工况特性

一般情况下引起变工况的主要原因量称为工况自变量,它可根据特性计算需要而定,不一定是实际变工况的原因量。变工况导致的主要结果量称为工况特性量。从一系列变工况中反映出来的变工况规律(即特性量与工况自变量之间的函数关系)称为变工况特性。

以通流能力特性为例,工况自变量为压比 $\epsilon$ ,  $\epsilon = p_1/p_0^*$  ( $p_0^*$ 为进口滞止压力,  $p_1$ 为出口压力即背压);工况特性量为表示通流能力的特性量  $G\sqrt{T_0^*}/p_0^*$  ( $T_0^*$ 为进口滞止热力学温度,  $G$ 为流量),如果变工况下 $\sqrt{T_0^*}$ 变化不大,则通流能力特性量也可简化为  $G/p_0^*$ ,即该段通流在单位进口滞止压力下,通过质量流量的能力。

变工况特性即通流能力特性,可用  $f(\epsilon)$  表示,  $f(\epsilon) = G_0/p_0^*$ 。

#### 1.5 变工况与设计工况在计算上的区别与联系

##### 1.5.1 区别

(1) 计算目的不同。变工况计算是在结构参数已经确定的前提下求热力参数;设计工况计算是在热力参数已知的条件下以效率最高为目的确定结构参数。如函数与反函数的关系。

(2) 计算范围不同。相对而言,设计工况计算可以局部、孤立地进行;变工况计算则相互关联,牵一发而动全身,不能局部、孤立地进行。

(3) 计算顺序不同。通流变工况计算宜用倒算法,从末级倒算至首级;设计工况计算宜用顺算法,由首级顺算至末级。

##### 1.5.2 联系

(1) 进行详细计算时,主要计算公式相同。因此,变工况计算(又称正问题计算)程序与设计工况计算(又称反问题计算)程序可以编著在一起,合二为一。

(2) 设计工况数据需要用变工况计算来校核。原因是设计工况计算所获得的几何数据在施工设计中往往需要调整,调整后的计算过程是在几何参数已知的情况下核算热力参数,因此是变工况计算,即将设计工况看成了变工况中的一个。

#### 1.6 变工况计算的目的

(1) 校核设计工况。校核结果如与预期性能指标相差较大,则需再调整设计并再用变工况计算校核,直至满意为止。

(2) 为其他部套及系统设计提供原始数据。如推力轴承设计需要提供最大推力工况(变工况中的一个)的轴向推力值。

(3) 为运行人员提供资料,保证机组安全、经济、满发。

1) 运行数据与计算数据进行对照,可以了解设备内部情况的变化。如相同负荷下监视段压力的升高可判断为通流部分结垢。

2) 大部分安全运行允许值要由变工况计算直接或间接提供。如切除高压加热器后的负荷限制值、各抽汽段监视压力最高允许值等。

3) 为经济运行提供指导。如隆冬季节凝汽器压力不应低于由变工况计算获得的最低极限背压,否则经济性恶化。

## 2 汽轮机通流变工况

### 2.1 通流变工况的共性

汽轮机通流是指从主汽阀开始,到低压缸排汽管出口为止的全部蒸汽通道。它由通流元件(阀门、叶栅、管道等)经并、串联而成,是研究汽轮机变工况问题的主要对象。如前所述,汽轮机通流变工况由四个层次(叶栅、级、级组、

本体通流)变工况组成,以下四方面是它们的共性。

(1) 临界工况与临界流量。无论简单通流还是复杂通流,当保持进汽参数  $p_0^*$ 、 $T_0^*$  不变,背压下降至某值  $p_{1cr}$  时都会出现临界工况。临界工况下,通流内某一截面上的蒸汽达到音速,流量就达到  $p_0^*$  下的最大值(称临界流量),此时的压比称临界压比( $\epsilon_{cr} = p_{1cr}/p_0^*$ )。再降低背压时,单位进口压力下的临界流量  $G_{cr}/p_0^*$  就保持常数,临界截面前面的上游工况将维持不变,变工况只在下游进行。

(2) 相似工况。进口滞止温度和压比相同的工况称为相似工况。蒸汽压力与流量都发生变化而流场不变,是变工况中的一类特殊工况。工程上习惯称相似工况为变工况中的不变工况。在相似工况下,流量、功率、压力、密度(比体积倒数)互成正比,速度、容积流量、焓降、温降、流动效率对应相等。

引入相似工况概念后,工况自变量由两个( $p_0^*$ 、 $p_1$ )变成了一个( $\epsilon = p_1/p_0^*$ ),进而可用  $\epsilon$  的变化幅度来表示变工况幅度。 $\epsilon$  的变化等价于焓降或出口容积流量的变化,如小容积流量工况也就是小焓降工况或大压比工况。

(3) 通流能力特性。四个层次变工况中,工况自变量都是  $\epsilon$ ;忽略  $T_0^*$  变化的影响时,特性量都是  $G_0/p_0^*$ ;通流能力特性都表示为  $f(\epsilon) = G_0/p_0^*$ ,通流能力常数都等于  $\epsilon \leq \epsilon_{cr}$  时的  $G_0/p_0^*$  值。

(4) 效率特性。特性量都是流动效率  $\eta$  ( $\eta = \varphi^2$ ,  $\varphi$  为叶栅速度系数,故特性量也可采用  $\varphi$ ),效率特性都是  $\eta = f(\epsilon)$ 。

## 2.2 叶栅变工况

这里的叶栅既指绝对坐标下的静叶,也指相对坐标下的动叶,此时两者的变工况规律完全相同,可以合二为一。

### 2.2.1 叶栅分类

(1) 按承担的功能不同,分静叶栅与动叶栅两类。

(2) 按出口马赫数的大小分亚音速(大部分动、静叶)、跨音速(末级长叶片中间段)与超音速(复速级首列静叶及末级长叶片顶部段)三类叶栅。

(3) 按结构形式不同,分叶片式叶栅与钻孔喷嘴两种。

(4) 按变工况规律差异分渐缩型叶栅与缩放型叶栅,两者都带有斜切部分。

### 2.2.2 渐缩型叶栅变工况规律与变工况特性

(1) 变工况规律——三个工况区。保持进口滞止参数  $p_0^*$ 、 $T_0^*$  不变,在背压  $p_1$  不断降低的过程中,出现三个工况区 A、B、C 及两个转折工况 I、II,见图 4.4-1~图 4.4-3。

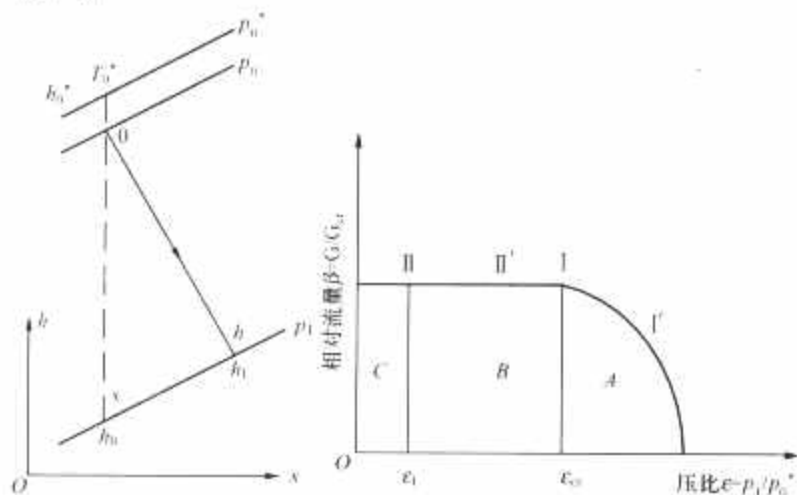


图 4.4-1 叶栅流动过程的  $h-s$  图

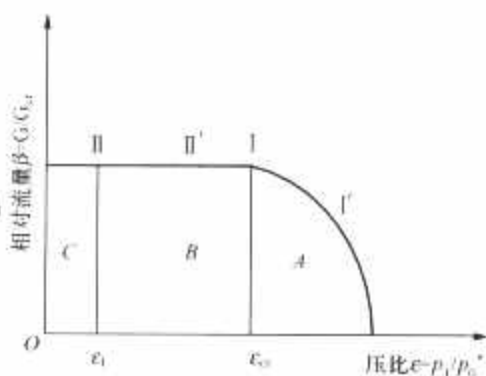


图 4.4-2 带斜切部分的渐缩叶栅压比与相对流量的关系

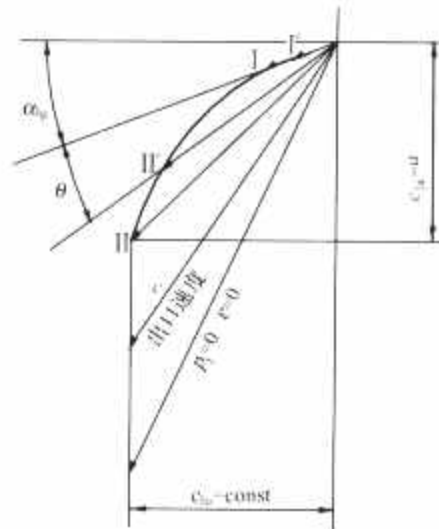


图 4.4-3 带斜切部分的渐缩型叶栅出口速度示意图

设  $\alpha_1$ 、 $\alpha_{lg}$ 、 $\theta = \alpha_1 - \alpha_{lg}$  分别为叶栅汽流出口角、几何出口角及汽流偏转角,  $G_{cr}$  为临界流量,则:

A 区为亚临界工况区,  $\epsilon > \epsilon_{cr}$ ,  $G < G_{cr}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_{lg}$ , 斜切部分无膨胀。

B 区为超临界工况区,  $\epsilon < \epsilon_{cr}$ ,  $G = G_{cr}$ ,  $\alpha_1 = (\alpha_{lg} + \theta) > \alpha_{lg}$ , 斜切部分继续膨胀加速。

C 区为超临界工况区,  $\epsilon \ll \epsilon_{cr}$ ,  $G = G_{cr}$ ,  $\alpha_1 \gg \alpha_{lg}$ , 在叶栅外继续膨胀,对叶栅工作无意义。

工况 I 刚刚达到临界,喉部达到音速  $a$ ,  $\epsilon = \epsilon_{cr}$ ,  $G = G_{cr}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_{lg}$  ( $\theta = 0$ ), 斜切部分无膨胀。

工况 II 为斜切部分膨胀能力刚被用尽时的极限背压(又称阻塞背压)工况,  $\epsilon = \epsilon_l$  (极限压比),  $G = G_{cr}$ ,  $c_{1a} = a$ 。

临界压比  $\epsilon_{cr}$ 、极限压比  $\epsilon_l$ 、偏转角  $\theta$  及流量  $G$  的计算公式为

$$\epsilon_{cr} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.4-1)$$

式中:  $\kappa$  为等熵指数。过热区内  $\kappa = 1.3$ ,  $\epsilon_{cr} = 0.546$ 。在干饱和线及湿度不大的湿蒸汽区内,  $\kappa = 1.035 + 0.1x$  ( $x$  为干度),  $\epsilon_{cr} \approx 0.577$ 。

$$\epsilon_l = \epsilon_{cr} (\sin \alpha_{lg})^{\frac{2}{\kappa - 1}} \quad (4.4-2)$$

在 B 工况区

$$\theta = \arcsin \left[ \frac{\left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}} \sin \alpha_{lg}}{\epsilon^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \epsilon^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}} \right] - \alpha_{lg} \quad (4.4-3)$$

$$G = \mu A \beta \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = C' \beta p_0^* / \sqrt{T_0^*} \quad (4.4-4)$$

$$\frac{p_0^*}{v_0^*} = \frac{(p_0^*)^2}{RT_0^*} \quad (4.4-4a)$$

当  $\epsilon \leq \epsilon_{cr}$  时  $\beta = 1$ ; 而当  $\epsilon > \epsilon_{cr}$  时

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left( \frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} (\epsilon^{\frac{2}{\kappa}} - \epsilon^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}})} \approx \sqrt{1 - \left( \frac{\epsilon - \epsilon_{cr}}{1 - \epsilon_{cr}} \right)^2} \quad (4.4-5)$$

$$C' = \mu A \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$$

式中:  $\mu$  为流量系数,由实验获得,在常见工况范围内  $\mu = \text{const}$ ;  $A$  为叶栅喉部面积,  $\text{m}^2$ ;  $v_0^*$  为进口滞止比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $\beta$  为彭台门系数,  $\beta = G/G_{cr}$ ;  $R$  为蒸汽的气体常数,

$$R = \frac{p_0^* v_0^*}{T_0^*} \approx \text{const}。$$

由式(4.4-4)知,变工况前后(带'表示变工况后)有

$$\frac{G'}{G} = \frac{\beta p_0^* \sqrt{T_0^*}}{\beta p_0^* \sqrt{T_0^*}} \quad (4.4-6)$$

如果  $\epsilon' = \epsilon$  即成相似工况;  $\epsilon' \leq \epsilon_{cr}$ ,  $\epsilon \leq \epsilon_{cr}$ ,  $\beta = \beta = 1$  均有

$$\frac{G'}{G} = \frac{p_0^* \sqrt{T_0^*}}{p_0^* \sqrt{T_0^*}} \text{ 或 } \frac{G \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \frac{G' \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \text{const} \quad (4.4-7)$$

忽略  $T_0^*$  变化的影响,  $\sqrt{T_0^*} \approx \sqrt{T_0^*}$ , 则式(4.4-7)变为

$$\frac{G'}{G} = \frac{p_0^*}{p_0^*} \text{ 或 } \frac{G}{p_0^*} = \frac{G'}{p_0^*} = \text{const} \quad (4.4-8)$$

(2) 通流能力特性。根据式(4.4-4), 考虑到  $\beta = \beta(\epsilon)$ , 并忽略  $T_0^*$  变化的影响, 可获得叶栅的通流能力特性如下

$$\frac{G}{p_0^*} = \frac{C'}{\sqrt{T_0^*}} \beta = C \beta = f(\epsilon) \quad (4.4-9)$$

当  $\epsilon \leq \epsilon_{cr}$  时,  $\beta = 1$ ,  $\frac{G}{p_0^*} = C$ , 有

$$C = \frac{C'}{\sqrt{T_0^*}} \quad (4.4-9a)$$

式中:  $C$  为该叶栅的通流能力常数。

(3) 效率特性。叶栅的流动效率  $\eta$  与速度系数  $\varphi$  的关系为

$$\eta = \varphi^2 = \frac{h_0^* - h_1}{h_0^* - h_{1c}} \quad (4.4-10)$$

因此, 叶栅的效率特性也可用  $\varphi$  与  $\epsilon$  之间的函数关系来表示,  $\varphi$  由试验获得。渐缩型叶栅的效率特性如图 4.4-4 所示。

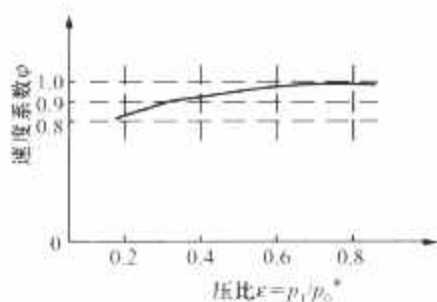


图 4.4-4 渐缩型叶栅的效率特性

### 2.2.3 缩放型叶栅变工况规律与变工况特性

图 4.4-5 所示为一带斜切部分的缩放型叶栅截面图。出口 1-1 的面积  $A_1$  与喉部 0-0 的面积  $A_0$  之比  $f = A_1/A_0 > 1$ , 其值对变工况性能影响很大。

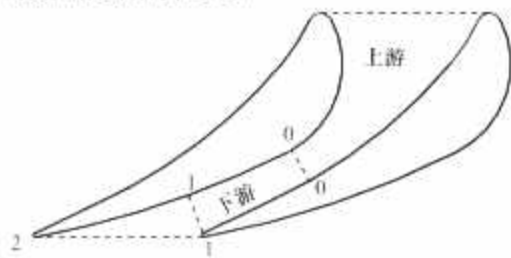


图 4.4-5 带斜切部分的缩放型叶栅截面图

0-0—喉部; 1-1—出口; 1-1-2—斜切部分

(1) 变工况规律——四个工况区。保持进口参数不变, 在不断降低背压  $p_1$  的过程中, 出现四个工况区 A、B、C、D, 三个工况转折点 I、II、III, 如图 4.4-6 所示。

A 区为亚音速区,  $G < G_{cr}$ 。

B 区喉部维持临界(音速),  $\epsilon \leq [(\text{设计压比})] \epsilon_d$  的工况为超音速区。在  $\epsilon > \epsilon_d$  工况, 下游某一截面处出现压缩激波, 汽流经过波面后, 速度由超音速变为亚音速,  $G = G_{cr}$ 。

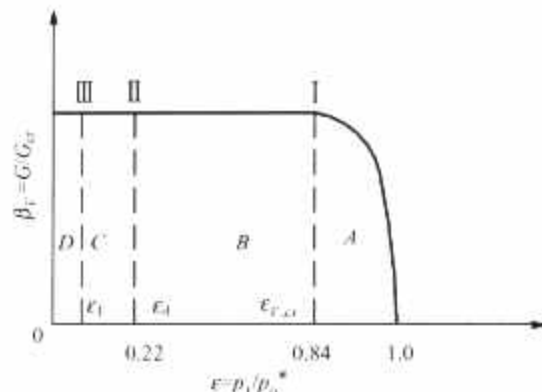


图 4.4-6 缩放型叶栅  $\beta_V - \epsilon$  关系曲线

C 区斜切部分继续膨胀,  $G = G_{cr}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_{1R} + \theta$ 。

D 区汽流在叶栅外膨胀。

工况 I 喉部刚刚达到临界,  $\epsilon = \epsilon_{V,cr}$ 。

工况 II 为设计点, 汽流在下游膨胀, 到出口处将达到设计压比  $\epsilon_d$ 。

工况 III 斜切部分膨胀能力正好用尽,  $\epsilon = \epsilon_1$  (极限压比)。

缩放型叶栅临界压比  $\epsilon_{V,cr}$  的计算公式如下

$$\epsilon_{V,cr} = \epsilon_{cr} + (1 - \epsilon_{cr}) \sqrt{1 - \frac{1}{f^2}} \quad (4.4-11)$$

式中:  $\epsilon_{cr}$  为渐缩型叶栅的临界压比。

$$G = \mu A \beta_V \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} = C' \beta_V p_0^* / \sqrt{T_0^*} \quad (4.4-12)$$

式中:  $\beta_V$  为缩放型叶栅彭台门系数。  $\epsilon \leq \epsilon_{V,cr}$  时  $\beta_V = 1$ ;  $\epsilon > \epsilon_{V,cr}$  时

$$\beta_V = \sqrt{1 - \left( \frac{\epsilon - \epsilon_{V,cr}}{1 - \epsilon_{V,cr}} \right)^2} \quad (4.4-13)$$

变工况前后

$$\frac{G'}{G} = \frac{\beta_V p_0^* \sqrt{T_0^*}}{\beta_V p_0^* \sqrt{T_0^*}} \quad (4.4-14)$$

如果  $\epsilon' = \epsilon$  则成相似工况; 而  $\epsilon' \leq \epsilon_{V,cr}$ ,  $\epsilon \leq \epsilon_{V,cr}$ ,  $\beta_V = \beta_V = 1$  时, 均有

$$\frac{G' \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \frac{G \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \text{const} \quad (4.4-15)$$

忽略  $T_0^*$  变化影响,  $\sqrt{T_0^*} \approx \sqrt{T_0^*}$ , 则有

$$\frac{G'}{G} = \frac{p_0^*}{p_0^*} \text{ 或 } \frac{G'}{p_0^*} = \frac{G}{p_0^*} = \text{const} \quad (4.4-15a)$$

(2) 通流能力特性。缩放型叶栅通流特性用公式表示为

$$\frac{G}{p_0^*} = C \beta_V = f(\epsilon) \quad (4.4-16)$$

当  $\epsilon \leq \epsilon_{V,cr}$  时,  $\beta_V = 1$ , 此时有  $G/p_0^* = C$ , 与渐缩型叶栅通流能力特性在形式上完全一样。

(3) 效率特性。缩放型叶栅的速度系数  $\varphi$  也由试验获得, 见图 4.4-7, 面积比  $f$  确定后  $\varphi$  即为  $\epsilon$  的函数。

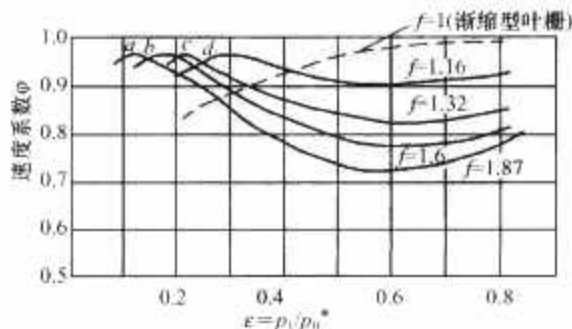


图 4.4-7 缩放型叶栅  $\varphi - \epsilon$  的关系曲线



## 2.3 级变工况

级由静叶栅与动叶栅串联而成,是做功的基本单元。与叶栅变工况相比,级变工况具有下列特点:

(1) 临界工况定义虽然相同,但临界截面有可能先出现在静叶喉部(如调节级),也可能先出现在动叶喉部(如末级)。随着 $\epsilon$ 的下降,前者动叶仍会出现临界,而后者静叶永远不可能出现临界。

(2) 增加了反动度特性,反映了级焓降在静、动叶内的分配关系,它与动、静叶面积比密切相关。

(3) 对变转速汽轮机而言,转速 $n$ 对变工况特性也有一定影响。

### 2.3.1 变工况规律

保持级前参数 $p_0^*$ 、 $T_0^*$ 不变,不断降低背压 $p_2$ ,级间压力 $p_1$ 也随之下降。当静叶或动叶喉部刚达到临界时,级流量 $G$ 达到 $p_0^*$ 下的最大值即临界流量 $G_{cr}$ ,级压比 $\epsilon = p_2/p_0^*$ 为级临界压比 $\epsilon_{scr}$ 。再降低 $\epsilon$ ,直到动叶喉部膨胀能力刚用尽时,相应的背压称为级在 $p_0^*$ 下的极限背压(即级的阻塞背压) $p_{ph}$ 。同样, $\epsilon_{scr}$ 与极限压比 $\epsilon_{ch}$ 为常数,与 $p_0^*$ 无关。

### 2.3.2 通流能力特性

变工况前后的两个工况,若一个为临界,另一个不是临界,则需根据通流几何尺寸进行变工况详细计算。如变工况前后两个工况都是临界或都不是临界,且变工况幅度较小,则其通流能力特性近似地有

$$\frac{G'}{G} \approx \frac{p_0^* \sqrt{T_0^*}}{p_0'^* \sqrt{T_0'^*}} \times \frac{\sqrt{1-(\epsilon')^2}}{\sqrt{1-\epsilon^2}} \quad (4.4-17)$$

当 $\epsilon$ 或 $\epsilon' \leq \epsilon_{scr}$ 时,则应用 $\epsilon_{scr}$ 代入式中。

忽略 $\sqrt{T_0^*}$ 的变化时,级的通流特性表示为

$$\frac{G}{p_0^*} = C \sqrt{1-\epsilon^2} = f(\epsilon) \quad (4.4-18)$$

当 $\epsilon \leq \epsilon_{scr}$ 时,有

$$\frac{G_{cr}}{p_0^*} = C \sqrt{1-\epsilon_{scr}^2} = k \quad (4.4-19)$$

式中: $k$ 为级的通流能力常数。

$\epsilon' = \epsilon$ 的两个工况为相似工况,此时有

$$\frac{G'}{p_0'^*} = \frac{G}{p_0^*} \quad (4.4-20)$$

同样, $\epsilon' \leq \epsilon_{scr}$ , $\epsilon \leq \epsilon_{scr}$ 时式(4.4-20)也成立。

变转速汽轮机的转速 $n$ 提高时,通流能力下降,反之则升高。用 $k$ 与 $k'$ 表示 $n$ 变化前后级的通流能力,则有

$$\begin{aligned} k' &= k \sqrt{1-0.1\Delta n/n} \\ \Delta n &= n' - n \end{aligned} \quad (4.4-21)$$

### 2.3.3 效率特性

固定式汽轮机级的效率(即轮周效率 $\eta_u$ )特性 $\eta_u = f(\epsilon)$ 由级的详细计算算出。算前动、静叶栅的效率特性为已知。由于级压比 $\epsilon$ 与级焓降 $h_s$ 等价, $h_s$ 又与级的理想速度 $c_u$ 等价,故无论固定式还是变转速,级效率特性的工况自变量均可用 $u/c_u$ ( $u$ 为动叶平均直径处的轮周速度)来表示,相应级的效率特性可用 $\eta_u = f(u/c_u)$ 来表示。

### 2.3.4 反动度特性

级的反动度特性与级压比、转速、动静面积比密切相关,情况十分复杂。定量关系只能通过级的详细计算获得,定性分析如下:

(1) 级压比 $\epsilon$ 。

1) 一般规律: $\epsilon$ 下降,级焓降增加,反动度 $\rho$ 减小,反之则反, $\epsilon$ 与 $\rho$ 呈同向变化。原设计工况下反动度高的级, $\epsilon$ 的变化对反动度影响小,反之则反。

2) 特殊规律:调节级静叶先达到临界,此时起 $\epsilon$ 下降, $\rho$ 提高;末级动叶先达到临界,无论亚临界工况还是超临界工况, $\epsilon$ 下降, $\rho$ 总是提高。 $\epsilon$ 与 $\rho$ 呈反向变化。

(2) 转速 $n$ 。转速 $n$ 提高,动叶通流能力降低,反动度 $\rho$ 提高,反之则反。 $n$ 与 $\rho$ 呈同向变化。

(3) 面积比 $f$ 。动叶出口对静叶出口的面积比 $f = A_b/A_n$ ,在通流局部损坏、结垢及制造存在误差的情况下会发生变化。动叶面积增大( $f$ 增大),反动度下降。反之,静叶面积增大( $f$ 减小),反动度上升。

动叶与静叶漏汽的存在,相当于增加了它们的通流能力,如动叶漏汽比静叶严重,则动叶通流能力相对增大,反动度下降,反之则反。

空冷汽轮机及调峰用汽轮机的末级往往借用同功率一般湿冷汽轮机的末级改型而成。为了提高级的反动度,最简单的办法是减小面积比 $f$ 。为此,或扭小动叶安装角或转大静叶安装角,都可以提高反动度,从而推迟小容积流量工况及鼓风工况的出现,以提高变工况时的经济性。

## 2.4 级组变工况

级组是由若干个流量相同的压力级串联而成,级间无抽汽且变工况前后保持各级通流面积不变的一个通流组合。级组的通流能力特性可以近似地用弗留格尔公式(4.4-22)来表示。级组的级数越多,计算结果越精确。下列三种情况也可按级组处理:

(1) 若干个级组串联而成的级组群,若其中间抽汽量(尤其是回热抽汽)在变工况过程中与此级组群的进口总流量成正比,则此级组群也可看成一个级组。鉴此,纯凝汽式汽轮机所有压力级可看成一个级组;供热机组以抽汽口为界,将上下游所有压力级各视为一个级组。

(2) 喷嘴配汽汽轮机的第一个调节阀在开启的过程中,由于调节级通流面积不变,实际上已成压力级,因此可以包含在后面的级组之中。

(3) 喷嘴配汽汽轮机作滑压运行的过程中,由于阀门开度保持不变,使得调节阀与调节级的通流面积保持不变,故可将调节阀与调节级一起纳入后面的级组,即弗留格尔公式一直可以用至调节阀之前,甚至用至主汽阀(始终全开)之前。

### 2.4.1 级组通流能力特性

与叶栅、级相似,保持级组进口滞止参数 $p_0^*$ 、 $T_0^*$ 不变,降低级组背压 $p_n$ 至 $p_{nec}$ ,使级组中某一叶栅喉部正好最先达到临界,则称此工况为级组在 $p_0^*$ 下的临界工况,压比 $\epsilon$ 称为级组的临界压比( $\epsilon = \epsilon_{scr} = p_{nec}/p_0^*$ ),相应的流量 $G$ 称为 $p_0^*$ 下级组的临界流量( $G = G_{scr}$ ),它也是 $p_0^*$ 、 $T_0^*$ 下能够达到的最大流量。

临界截面一般只出现在级组末级动叶的喉部,这是因为背压降低时增加的焓降大部分增加在末级,尤其增加在末级动叶上。

级组变工况前后的压力—流量关系可以用弗留格尔公式来表示,即

$$\frac{G'}{G} = \frac{p_0^* \sqrt{T_0^*}}{p_0'^* \sqrt{T_0'^*}} \times \frac{\sqrt{1-(\epsilon')^2}}{\sqrt{1-\epsilon^2}} \quad (4.4-22)$$

忽略 $\sqrt{T_0^*}$ 影响,级组通流能力特性可以表示为

$$\frac{G}{p_0^*} = C \sqrt{1 - \epsilon^2} = f(\epsilon) \quad (4.4-23)$$

当 $\epsilon \leq \epsilon_{\text{crit}}$ 时,式(4.4-23)中 $\epsilon$ 用 $\epsilon_{\text{crit}}$ 代入,则有

$$\frac{G}{p_0^*} = C \sqrt{1 - \epsilon_{\text{crit}}^2} = \text{const} \quad (4.4-24)$$

该常数称为级组的通流能力常数。

如级组在变工况前后 $\epsilon' = \epsilon$ ,则不论是否临界,都成相似工况,并有 $\frac{G'}{p_0'^*} = \frac{G}{p_0^*}$ 。

级组在相似工况下,所有对应的级与叶栅也都处于相似工况下。级组有两条最重要的变工况原理,归纳如下:

原理一:临界工况出现前,升高背压,变工况影响沿上游方向逐级减弱。临界工况出现之后,降低背压,变工况只发生在临界截面以后的下游段。

原理二:如要改变级组的通流能力,最有效的办法是改变级组中第一级的通流面积或在原级组上游增减级数。多级汽轮机改变末级面积对级组通流能力的影响可以忽略不计。

#### 2.4.2 级组效率特性

级组在变工况中反映出来的效率(这里指内效率)特性 $\eta = f(\epsilon)$ 原则上应通过详细计算(逐级倒算)获得,但在下列情况下,可以判断效率不变或变化的方向:

(1) 再热汽轮机的中压缸、不包括调节级在内的高压缸、不包括末级或末两级在内的低压缸在常规变工况幅度内保持效率大致不变。

(2) 背压汽轮机由压力级构成的级组在流量下降时,效率下降。下降幅度最大的是末级,越往上游,下降幅度迅速减小。

### 2.5 整机通流变工况

#### 2.5.1 两类通流变工况

因变化规律与变工况幅度不同,(整机通流变工况)宏观上可分为凝汽式通流与背压式通流两大类。可调抽汽凝汽式汽轮机通流可以看成背压式与凝汽式两类通流的串联。

##### 2.5.1.1 凝汽式通流

典型的凝汽式通流分调节级、中间级及末级三种类型。

(1) 调节级。流量增大时,级后压力 $p_2$ 提高,焓降减小,部分进汽度增大,速比趋于合理,级效率提高,反之则反。凝汽式调节级多数工况下由几股汽流组成,是所有通流级中变工况最复杂、变工况幅度最大的级。

(2) 中间级。大部分常规工况下,中间各级压比不变、焓降不变、效率不变,变工况前后保持相似工况。

(3) 末级。排汽量减少时,背压按凝汽器特性下降,压比 $p_2/p_0^*$ 提高,排汽容积流量减少,级焓降减少,反动度降低,反之则反。在夏季高背压、低负荷时进入特殊的小容积流量工况,对经济性与安全性影响较大。

##### 2.5.1.2 背压式通流

背压式汽轮机只采用喷嘴配汽,全部通流级分调节级与其余级两种类型。

(1) 调节级。变工况特性与凝汽式调节级相似,但其变化的幅度较小。

(2) 其余级。流量增大时,总焓降增大。分配到各级,末级焓降增加最多,反之则反。变工况幅度沿上游逐级递减,越接近自己的相似工况。末级处于低马赫数工况区,反动度变化规律与凝汽式末级相反。

全机通流变工况详细计算在已知背压、各级流量、各级

几何参数及假定末级排汽焓的条件下,以末级出口开始倒算,算出末级进口参数即作为次末级的出口参数,再倒算次末级。依此类推,就可以完成全机的通流变工况计算。

#### 2.5.2 汽轮机配汽变工况计算

与级组相比,汽轮机整机通流仅增加了与配汽有关的部分:节流配汽下增加了调节阀;喷嘴配汽下增加了调节阀与调节级。如果用滑压配汽,则整个本体通流就可看成一个级组。

##### 2.5.2.1 节流配汽变工况计算

对配汽而言,工况自变量习惯取汽轮机进汽总流量 $G_0$ 。对凝汽式机组阀后压力 $p_1$ 满足

$$p_1 = G_0 \frac{p_{1d}}{G_{0d}}$$

式中: $G_{0d}$ 、 $p_{1d}$ 分别为设计工况相应数据。

对背压式汽轮机而言( $p_b$ 为背压),有

$$p_1 = \sqrt{\frac{G_0^2}{G_{0d}^2} (p_{1d}^2 - p_b^2) + p_b^2} \quad (4.4-25)$$

于是,调节阀的变工况计算归结为:已知 $G_0$ ,阀前参数 $p_0$ 、 $V_0$ ,阀后压力 $p_1$ ,求调节阀升程 $h$ 。具体计算步骤如下:

(1) 阀门压比 $\epsilon = p_1/p_0$ ,由 $\epsilon$ 查得阀门的彭台门系数 $\beta$ (与叶栅相同)。

(2) 阀门面积 $A = \frac{\pi}{4} \phi^2 n$  ( $\text{cm}^2$ ), $\phi$ 为阀门名义直径, $n$ 为阀门个数,同步开启。

(3) 理论流量 $G_{v1} = 0.234 A \beta \sqrt{p_0/V_0}$  ( $\text{t/h}$ )。

(4) 流量系数 $\mu = G_0/G_{v1}$ 。

(5) 阀门压力损失系数 $\xi = (p_0 - p_1)/p_0$ (有的试验提供的阀门通流特性曲线中采用阀门前后压比 $\xi = p_1/p_0$ )。

(6) 在阀门的通流特性曲线簇 $\mu = f(\xi, \bar{h})$ 上,由 $\mu$ 、 $\xi$ 查得相对升程 $\bar{h}$ 。

(7) 最后求得 $h = \bar{h} \phi$ 。

有些情况下,试验提供的阀门通流特性曲线以扩散器喉部临界流量为基准,此时,上述的理论流量计算公式中 $\beta=1$ , $\phi$ 采用扩散器喉部直径。

##### 2.5.2.2 喷嘴配汽变工况计算

喷嘴配汽的调节阀分组并依次开启,每组阀门与相应的调节级喷嘴组相连,相邻的两组“阀门—喷嘴”组之间相互隔开,允许不同的阀门后(喷嘴组前)建立不同的压力。

调节级后压力 $p_2$ 的求法与上述节流配汽阀后压力 $p_1$ 的求法完全相同。

调节阀与调节级作为一个整体,其变工况计算归结为:给定一个工况自变量 $G_0$ ,求需要开几组阀门以及各组阀门的开度和阀后压力,调节级各股汽流的膨胀曲线及各股汽流在调节级后经混合的状态点等。变工况计算步骤如下:

(1) 假设第一组阀门全开(全开阀门相对升程 $\bar{h}$ :球形阀约为0.2~0.25,梨形阀约为0.25~0.35),在已知 $p_0$ 、 $v_0$ 、 $p_2$ 及第一组“阀门—喷嘴”组通流面积的条件下,求出流量 $G_1$ 。为此需先假设阀后压力 $p_1$ ,按 $A$ 、 $\xi$ 、 $\epsilon \rightarrow \beta \rightarrow G_{v1}$ 的步骤进行计算,再按 $\xi$ 及已知的 $\bar{h}$ 查曲线求出 $\mu$ ,则通过该阀门的流量 $G_{v1} = \mu G_{v1}$ 。此时调节级详细变工况计算的条件也已具备:按已知级前参数 $p_1$ , $h_1 = h_0$ ,级后压力 $p_2$ 及通流面积求出通过调节级的流量 $G_1$ 。若 $G_1 = G_{v1}$ 则 $p_1$ 假设正确;若 $G_1 \neq G_{v1}$ 则修改 $p_1$ 重算,直至 $G_1 = G_{v1}$ 为止。

(2) 比较 $G_1$ 与 $G_0$ 。若 $G_1 = G_0$ ,说明此工况只需第一



组阀门全开；若  $G_1 > G_0$ ，说明此工况只需第一组阀门部分开启。此时变工况计算归结为：已知  $G_1 = G_0$ ，求第一组阀门的开度  $h_1$ 。计算步骤为：通过详细级倒算，求出级前（即阀后）压力  $p_1$ ，再由  $p_0$ 、 $v_0$ 、 $p_1$ 、 $G_1$  求出  $h_1$ 。若  $G_1 < G_0$ ，说明此工况尚需增开第二组甚至第三、第四组阀门。设  $\Delta G_0 = G_0 - G_1$  作为增开阀门的总流量，按上面的方法类推，即可求出各组阀门的开度、相应的流量与在调节级内各股汽流的热力过程。

(3) 调节级后各股汽流的混计算。

通过上面的变工况计算，求出了任何一个给定  $G_0$  下参与流量调节的阀门数目  $n$ ，每股汽流的流量  $G_i$  及相应的级后焓  $h_{2i}$ 。 $n$  股汽流在调节级后进行混合，混合后的出口焓  $h_2^*$ 、级轮周焓降  $h_u$ 、轮周效率  $\eta_u$ 、内效率  $\eta_i$  等按下列步骤进行：

$$1) h_u = \sum_{i=1}^n G_i (h_{0i} - h_{2i}) / G_{0u}$$

2) 由  $p'_0$  ( $p'_0 = p_0 \xi$ )、 $h_0$ 、 $p_2$  查得等熵焓降  $h_1$ （一般在阀门全开时  $\xi$  取 2% 或阀门前后压比取 0.98）。

$$3) \eta_u = h_u / h_1$$

4) 求出包括摩擦鼓风和部分进汽损失在内的全部损失  $\Delta h$ ， $\eta_i = (h_u - \Delta h) / h_1$ 。

$$5) h_2^* = h_0 - h_u + \Delta h$$

6) 调节级后余速下级不能利用，故  $h_2^* = h_2$ ， $p_2$ 、 $h_2$  既是下级的实际进口状态点，也是滞止状态点。

### 3 汽轮机装置变工况

#### 3.1 装置各主要环节变工况

汽轮机不能单独运行，必须与锅炉、发电机（或其他被驱动的机械，如给水泵）、凝汽器等设备通过管道联成一个完整的汽轮机装置，按一定的蒸汽动力循环才能工作。汽轮机装置变工况计算的目的在于从整体上了解装置特性量（如经济性指标、安全性监视参数）的变化规律。变工况自变量为主蒸汽流量  $G_0$  或发电机端功率  $P_d$ 。变工况计算内容涉及下列几个部分。

##### 3.1.1 汽封变工况

汽封变工况计算是在已知汽封结构参数（段数  $n$ 、齿数  $Z_R$ 、漏汽面积  $f_R$ ， $\text{cm}^2$ ）及每一段进口蒸汽参数  $p_0$ 、 $h_0$ （ $v_0$ ）及出口压力  $p_1$  的条件下，逐段进行漏汽量计算完成的。变工况因素是漏汽源参数与漏汽口压力。以中压前汽封为例：漏汽源即第一段汽封的进口，参数取中压第一级喷嘴后的参数；出口接除氧器，出口压力等于除氧器压力加上管道压力损失，或习惯上取汽轮机去除氧器抽汽口的压力。漏汽量  $\Delta G$  按下列步骤求出：

$$(1) \text{判别因子 } k = \frac{0.85}{\sqrt{Z_R + 1.5}}, \text{ 压比 } \epsilon = p_1 / p_0$$

(2)  $\epsilon > k$  为亚临界工况，此时

$$\Delta G = 0.1 \mu f_R \sqrt{\frac{1}{Z_R} \times \frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 v_0}} \quad (\text{kg/s})$$

$\epsilon \leq k$  为临界工况，此时

$$\Delta G = 0.1 \mu f_R \sqrt{\frac{1}{Z_R + 1.5} \times \frac{p_0}{v_0}} \quad (\text{kg/s})$$

式中： $\mu$  为流量系数，与汽封形式有关，由试验得到； $p_0$ 、 $p_1$  为汽封进、出口压力，MPa。

第二段进口压力即上段的出口压力  $p_1$ ，进口焓即漏汽

源焓  $h_0$ ，第二段出口接汽封压力调节器，出口压力为汽封压力调节器压力加上管道压力损失，余类推。汽源参数及部分接加热器的漏汽口压力随汽轮机工况而变，相应汽封段的漏汽参数及漏汽量也随汽轮机工况而变。

##### 3.1.2 凝汽器变工况

当凝汽器的循环水量确定时，凝汽器的变工况特性可以表示为

$$p_c = f(G_c, t_{w1})$$

式中： $p_c$  为凝汽器喉部压力； $G_c$  为排汽量； $t_{w1}$  为冷却水温。

不论湿冷还是空冷（空冷时冷却水温改为空气温度），凝汽器特性线都有如图 4.4-8 所示的形式。

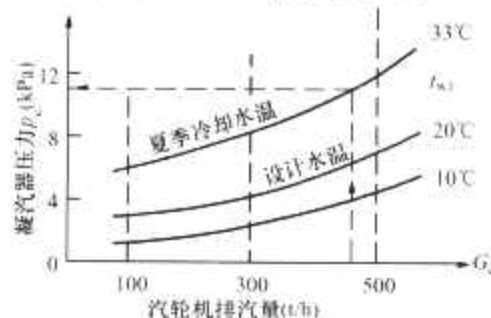


图 4.4-8 某凝汽器特性线

##### 3.1.3 阀门、管道变工况

(1) 阀门变工况。不参加调节的全开阀门可看成一段固定的管道；参加调节的阀门都有一个调节目标值，如给水管道上设置的二次调节阀的阀后压力即为调节目标值，它减去沿程阻力后，即为主汽阀前的额定主蒸汽压力。

(2) 管道变工况。设管道进、出口压力为  $p_1$ 、 $p_2$ ，蒸汽流速为  $c$  或容积流量为  $G_V$ ，管道压力损失系数为  $\xi$ ，则有

$$\xi = \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

变工况前后有

$$\frac{\xi'}{\xi} = \left(\frac{c'}{c}\right)^2 = \left(\frac{G'_V}{G_V}\right)^2$$

$$\xi' = (c')^2 \xi / c^2 = k (c')^2$$

$$k = \xi / c^2 = \text{const}$$

式中： $k$  由设计工况数据算出。

实际变工况中：

1) 再热蒸汽管道及中低压连通管在变工况中保持相似工况，流速不变， $\xi = \text{const}$ 。

2) 回热抽汽管道在所有加热器都正常投入时，或从压力最高的高压加热器开始切除一个或连续多个时，抽汽管内流速基本不变， $\xi \approx \text{const}$ 。

3) 汽轮机作定压运行时，主蒸汽压力  $p_0 = \text{const}$ ， $\frac{\xi'}{G'^2} = \frac{\xi}{G^2} = \text{const}$ ，锅炉出口压力  $p'_B = p_0 / (1 - \xi)$ ；滑压运行时，管道流速不变， $\xi' = \xi$ ， $p'_B = p'_0 / (1 - \xi) = p_0 \frac{G'}{G} / (1 - \xi)$  ( $p_0$  为设计工况下的主蒸汽压力)。

4) 高中压排汽缸马赫数低，变工况时保持不变，且排汽缸做成蜗壳状，故可近似认为排汽缸压力损失  $\Delta p = 0$ 。低压排汽缸在缺乏试验数据的情况下，也可按  $\Delta p = 0$  处理，此时末级背压即等于凝汽器压力。

##### 3.1.4 给水加热器变工况

给水加热器本质上就是凝汽器，其变工况计算特点是已知  $p_c$ 、 $w$ 、 $t_1$ （加热器压力、给水流量及给水进口温度，相当于凝汽器压力、循环水量与循环水进口温度）反求抽汽量



$G$  (相当于凝汽器排汽量)。三维函数难用曲线簇表示, 为计算方便, 采用端差及平衡方程式来求解回热器出口温度及抽汽量。

加热器分表面式和混合式两大类。后者可看成是前者在上端差为零且在变工况中保持不变的特例。

(1) 表面式加热器。结构完善的表面式加热器由三个相互隔开的加热段组成, 即过热度利用段、凝结放热段及疏水冷却段, 见图 4.4-9。

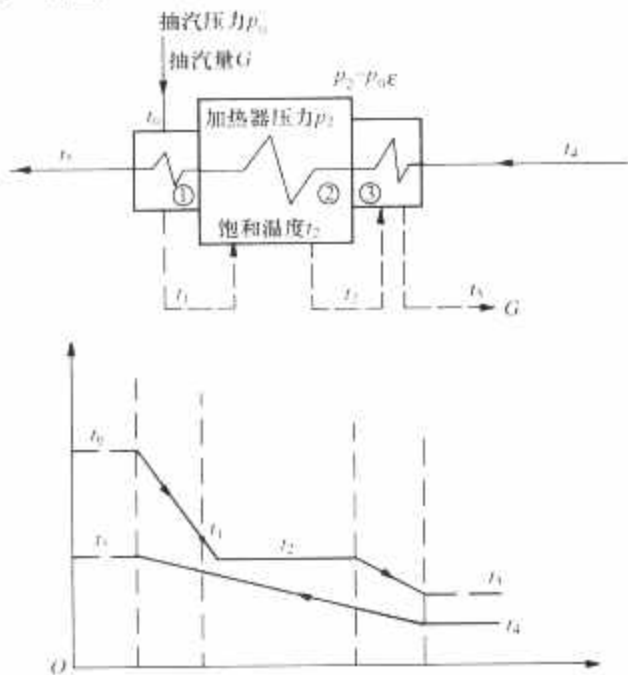


图 4.4-9 三段逆流表面式加热器示意图

①—内置式过热度利用段; ②—凝结放热段;  
③—内置式疏水冷却段

上端差  $TD=t_2-t_5$ , 有①段时  $TD$  可能为负值。

下端差  $DC=t_3-t_1$ , 无③段时  $t_3=t_2$ 。

$TD$ 、 $DC$  在汽轮机负荷下降时略有上升, 变工况计算时按不变处理 (包括抽汽管  $\xi=\text{const}$ ), 以简化计算。

(2) 混合式加热器。除氧器作为混合加热器, 有两种运行方式:

1) 定压运行: 在变工况过程中保持除氧器内压力不变。为此, 抽汽口压力  $p_1$  必须高于除氧器内压力  $p_2$ ; 抽汽管道上必须设置调节阀, 其开度随主机负荷降低, 抽汽口压力随调节阀阀门开度的降低而逐渐开大, 直至全开。再降低负荷, 该抽汽已不能维持除氧器的定压运行, 必须切换到压力更高的高压加热器抽汽口。

2) 滑压运行: 除氧器压力随抽汽口压力下降而下降, 低负荷下无需切换, 运行方式及计算方法与表面加热器基本相同。

### 3.1.5 锅炉变工况

锅炉变工况特性是指一、二次汽温与主蒸汽流量之间的函数关系。再热汽轮机锅炉在定压与复合滑压 (即“定—滑—定”) 两种运行模式下的温度特性见图 4.4-10。

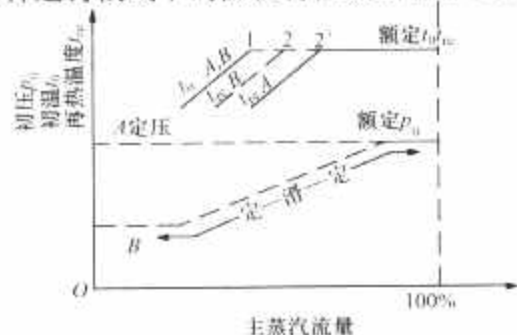


图 4.4-10 定压与复合滑压两种运行模式下再热汽轮机锅炉的变工况温度特性

### 3.1.6 发电机变工况

发电机变工况特性是指发电机效率  $\eta_g$  与发电机端功率  $P_{ed}$  之间的函数关系  $\eta_g = f(P_{ed})$ 。 $\eta_g$  中考虑了发电机铜损、铁损及发电机机械耗功等全部损失。设汽轮机内功率为  $P_i$ , 机械损失 (包括同轴驱动的主油泵功率) 为  $\Delta P_m$ , 汽轮机的轴端功率为  $P_e$ , 则有下列变工况计算公式

$$P_e = P_i - \Delta P_m$$

$$P_{ed} = P_e \eta_g$$

### 3.1.7 给水泵变工况

给水泵变工况与给水泵特性、给水管道路阻力特性、汽轮机运行方式及给水泵驱动方式密切相关。

(1) 给水泵特性。给水泵特性曲线由水泵厂提供, 见图 4.4-11。它由  $H-G_0$  平面上的等转速及等效率曲线簇构成。泵功率  $P_p$  可由  $G_0$ 、 $H$ 、 $\eta_p$  算出, 因此坐标平面上的每个点不仅代表一个工况, 而且对应五个工况数据, 即  $G_0$ 、 $H$ 、 $\eta_p$ 、 $P_p$  及转速  $n$ 。

受运行稳定性与强度的限制, 给水泵允许运行的工况被局限在由  $n_{\max}$ 、 $n_{\min}$ 、 $G_{\max}$  及  $G_{\min}$  四条曲线构成的区间内。

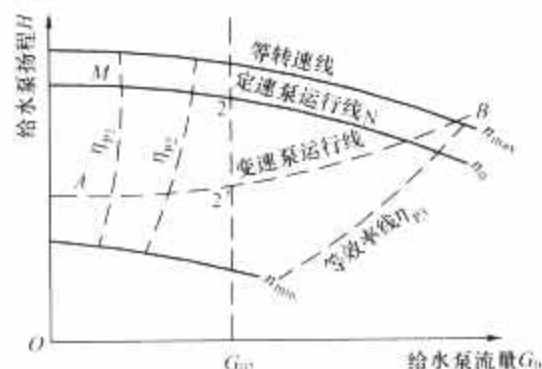


图 4.4-11 给水泵特性曲线簇及汽轮机在定压运行时的给水管道路阻力特性线

(2) 给水管道路阻力特性与汽轮机运行方式。设给水泵出口至汽轮机进口的扬程差为  $\delta H$ 、沿程阻力损失为  $\Delta H$  及主蒸汽压力为  $p_0$ , 则给水管道路阻力特性为

$$H = \delta H + p_0 + \Delta H$$

汽轮机定压运行时  $p_0 = \text{const}$ ,  $\Delta H = (G_0/G_{0d})^2 \Delta H_d$ , 下标  $d$  指设计工况数据。

滑压 (包括复合滑压) 运行时,  $p_0 = f(G_0)$ ,  $\Delta H = (p_0/p_{0d})^2 \Delta H_d$ 。

汽轮机作定压运行时的给水管道路阻力特性线见图 4.4-11 上的  $AB$ 。

(3) 给水泵驱动方式。给水泵驱动方式分定转速与变转速两种。与普通电动机直接相连为定转速驱动; 与给水泵汽轮机、变频电动机, 或通过液力联轴器与普通电动机相连时, 可实现变转速驱动。

定转速驱动时, 给水泵工作在等转速线  $MN$  上, 水泵扬程不满足要求, 必须加装给水调节阀, 将高出部分的压头节流掉 (图 4.4-11 中由 2 点节流到 2' 点)。可以看出, 负荷越低, 节流损失越大, 经济性越差, 调节阀也越容易被磨损。

变转速驱动时, 给水泵工况在给水管道路阻力特性线  $AB$  上变动, 不需要安装给水调节阀, 不发生额外的节流损失。

在  $G_0 = G_{0d}$  的某工况下, 2 点 (定转速驱动) 或 2' 点 (变转速驱动) 对应的  $H$ 、 $n$ 、 $\eta_p$ 、 $P_p$  就是所求的一组工况数据。

### 3.1.8 给水泵汽轮机变工况

300MW 以上大型汽轮机的给水泵大多采用变转速的给

水泵汽轮机驱动方案,汽源来自主机抽汽,排汽排至主机凝汽器,其变工况计算步骤简述如下:

(1) 从给水泵变工况计算中获得某工况下的给水泵功率  $P_P$ 、转速  $n$ 。

(2) 求出给水泵汽轮机内功率  $P_T = P_P + \Delta P_m$ ,  $\Delta P_m$  为给水泵汽轮机与给水泵的传动机械损失。

(3) 由汽源参数考虑管道压力损失后得到给水泵汽轮机的进口参数  $p'_0$ 、 $t'_0$ 。

(4) 由主机凝汽器压力考虑排汽管压力损失后得到给水泵汽轮机的排汽压力  $p'_{ex}$ 。

(5) 假设给水泵汽轮机进汽量  $G_T$  后,即能进行给水泵汽轮机的全机变工况计算。求出给水泵汽轮机内功率  $P'_T$ ,若  $P'_T = P_T$ ,则计算结束;否则需修改  $G_T$  并重新计算,直到满足为止。

### 3.2 装置变工况特性曲线

汽轮机装置工况自变量可任意在主蒸汽流量  $G_0$ 、发电机端功率  $P_d$  及调节级后压力  $p_{2p}$  中选用一个,三者近似成正比。取定一个(如  $G_0$ )后,其余两个就成为特性量了。

汽轮机装置变工况特性曲线就是以曲线形式来表示装置的宏观性能——出力、经济性与安全性相关的特性量与工况自变量之间的函数关系。它是保证机组安全、经济、满发的重要运行原始资料,以“汽轮机热力特性书”的形式供用户使用,其主要内容有:

- (1) 通流热力汇总(含设计工况与阀门全开的最大流量工况)。
- (2) 端汽封漏汽变化曲线。
- (3) 配汽特性曲线(含各工况下调节阀前、后及调节级后压力变化曲线、流量升程曲线与调节级变工况特性曲线)。
- (4) 各监视段压力变化曲线。
- (5) 各加热器(抽汽压力、温度、流量)变化曲线。
- (6) 热耗、汽耗、给水温度等变化曲线。
- (7) 凝汽器特性曲线。
- (8) 热力性能修正曲线。
- (9) 典型工况热平衡图等。

#### 3.2.1 各监视段压力变化曲线

每台汽轮机都设置  $n+1$  个监视段压力测点,包括第一级(不论有无调节级)后及  $n$  个加热器的抽汽口处。

阀门全开工况(VWO)下各监视段压力达到最高。这组压力值被收入运行规程,运行时不准超限,超限即意味着通流强度超限。

各工况下的监视压力通过变工况综合热平衡程序(含通流、热平衡、汽封三大部分的迭代计算)求得。在运行状态下,每一个级组的流量也可以用弗留格尔公式进行估算,即

$$G = G_{1d} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1d}^2 - p_{2d}^2}} \times \sqrt{\frac{(t_{1d} + 273)}{(t_1 + 273)}}$$

式中:  $p_1$ 、 $p_2$  为级组进、出口实测压力;  $t_1$  为级组进口实测温度;  $G_{1d}$ 、 $p_{1d}$ 、 $p_{2d}$ 、 $t_{1d}$  为设计工况下的相关数据。

利用调节级后监视压力  $p_{2p}$  的变化情况可以获知多方面的信息:

(1) 某机组额定工况下  $G_0 = 600\text{t/h}$ ,  $P_d = 200\text{MW}$ ,  $p_{2p} = 10\text{MPa}$ , 可知负荷每增减  $10\text{MW}$  必对应  $p_{2p}$  增减  $0.5\text{MPa}$ ,  $G_0$  增减  $30\text{t/h}$ 。

(2)  $600\text{t/h}$ 、 $10\text{MPa}$ 、 $170\text{MW}$  这组运行数据说明机组存在  $100\text{t/h}$  以上的非回热抽汽,抽汽口多数在高压缸或中

压缸的排汽口,从该口开始各监视段压力全部按比例下降。

(3)  $500\text{t/h}$ 、 $10\text{MPa}$ 、 $200\text{MW}$  这组运行数据表示主蒸汽流量表可能发生故障。

(4)  $420\text{t/h}$ 、 $7\text{MPa}$ 、 $140\text{MW}$  且阀门已接近全开,可以判断阀杆断裂或主蒸汽压力过低。

(5) 某凝汽式汽轮机各监视段实际压力一直与制造厂提供的曲线比较吻合,后来却发现在相同功率下,前几段压力普遍升高,后几段普遍降低。据此可以断定,开始降低的那个抽汽口必有不明的抽汽存在,抽汽量可以表示为

$$G_{ex} \approx G_0 \frac{p'_{2p} - p_{2p}}{p_{2p}} + G_1 \frac{p_{ex} - p'_{ex}}{p_{ex}}$$

式中:  $G_0$ 、 $p_{2p}$ 、 $p_{ex}$ 、 $G_1$  分别为变工况前的主蒸汽流量、调节级后压力、抽汽口压力、抽汽口后第一级流量;  $p'_{2p}$ 、 $p'_{ex}$  为变工况后的对应数据。

#### 3.2.2 装置综合特性曲线

热耗率  $q$ 、汽耗率  $d$ 、电功率  $P_d$ 、再热流量  $G_m$ 、给水温度  $t_{fw}$  等表示装置性能的特性量的变化曲线见图 4.4-12,它们是在不同的工况自变量  $G_0$  下,根据详细的综合热平衡计算结果绘制而成的。

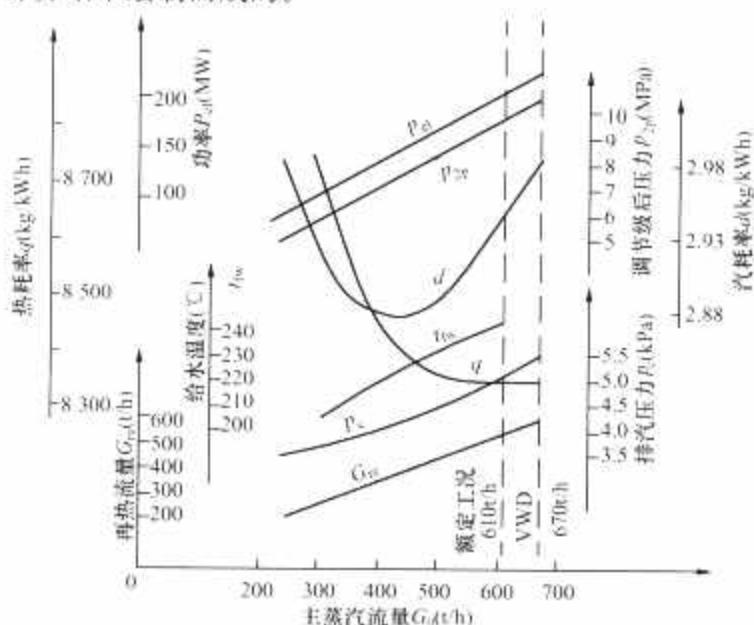


图 4.4-12 汽轮机装置综合特性曲线

## 4 汽轮机热力修正曲线

### 4.1 热力修正曲线定义

在实际运行中,接口参数(主蒸汽压力、温度、背压等)不可避免的波动是引起汽轮机工况变动的原因之一。因此,有必要通过变工况计算了解其对热力性能的影响。大电网的运行频率一般维持在  $(50 \pm 0.2)\text{Hz}$  的范围之内,故不作转速修正。孤立电网的频率变化范围较大,必要时需作转速修正。

以一个接口参数为自变量,保持其他参数及主汽调节阀的开度不变,以热力性能指标(热耗率  $q$ 、功率  $P_d$ ) 为应变量,两者的函数关系曲线称为汽轮机热力修正曲线。

除接口参数修正外,有时还需要系统修正,如加热器端差、抽汽管道压力损失、给水泵效率、厂用汽、补水与减温喷水量的修正。下面重点介绍再热汽轮机在设计工况下的接口参数的修正,项目有初温、初压、再热温度、再热压力损失和背压五项。对于负荷变动幅度较大的调峰机组,一般还需要进行若干低负荷(如  $75\%$ 、 $50\%$  等)工况的修正计算。

### 4.2 修正曲线的主要用途

(1) 修正热力性能试验结果。由于设计、制造误差等因

素的存在,汽轮机的实际性能往往偏离设计计算值,因此有必要进行热力性能的现场试验。试验结果随接口参数的波动而变化,只有排除了参数波动的影响,性能指标才有确定值。排除参数波动影响的办法就是采用修正曲线对结果进行修正。

(2) 指导电厂经济运行。

(3) 作为汽轮机机组在设计方案阶段作综合经济性比较时的依据。

### 4.3 修正曲线的绘制与使用方法

(1) 绘制方法。修正曲线的绘制基于变工况综合热平衡的详细计算。曲线的横坐标一般用接口参数的绝对量表示,纵坐标一般用热耗率或功率的相对偏差量表示。

(2) 使用方法。以主蒸汽压力对热耗率修正曲线的使用为例。设实测初压为  $p'_0$ , 实测热耗率为  $q'$ , 计算热耗率为  $q_0$ 。从曲线中由  $p'_0$  找到  $\Delta q/q_0$ , 则经初压修正后的热耗率为

$$q = q' - q_0 \frac{\Delta q}{q_0}$$

依次类推,经所有上述五项接口参数修正后的热耗为

$$q = q' - q_0 \sum_{i=1}^5 \frac{\Delta q_i}{q_0}$$

### 4.4 典型修正曲线

典型修正曲线有主蒸汽压力修正曲线、主蒸汽温度修正曲线、再热温度修正曲线、再热压力损失修正曲线、背压修正曲线等五项。

## 5 变工况中的强度核算工况

变工况计算的目的是为汽轮机强度核算提供原始数据。为此,要求从大量的变工况中挑出需要的工况,再从中选出所需要的原始数据来,这样的工况就称为强度核算工况。下面以隔板、动叶片、推力轴承为例,确定它们的强度核算工况及相关的原始数据。

### 5.1 隔板核算工况

隔板挠度以及静叶片和板体应力是隔板强度设计的主要问题,它出现在隔板前后最大压差的工况下。

对不同的机组、不同的级有不同的最大压差工况:

(1) 调节级为第二组阀门待开而未开时的工况。

(2) 一般压力级出现在最大流量工况。

(3) 有额外抽汽(如不调整抽汽)时,抽汽口前几级隔板的最大压差工况发生在最大流量、最低允许抽汽压力工况下。

(4) 一次调整抽汽汽轮机可以看成背压机与凝汽机的串联。背压机压力级的隔板最大压差出现在最大流量、最低允许背压工况下。

### 5.2 动叶片核算工况

动叶片的蒸汽弯应力是动叶片强度设计中需要限制的关键数据,它发生在轮周功率最大工况下。

(1) 除凝汽式机组末级外,轮周功率最大工况与隔板最大压差工况相同。

(2) 凝汽式机组末级出现在最大流量、最低背压(极限背压)工况下。

### 5.3 推力轴承核算工况

轴向推力计算是热力计算的一部分。为方便起见,一般

在计算程序中与综合热平衡计算合在一起,成为一个内容更加齐全的新综合热平衡变工况程序。

推力轴承的设计与校核所涉及的问题,以及对热力设计提出的任务有:

(1) 推力计算方法。

(2) 减小推力的方法。

(3) 推力核算工况的选择。

(4) 推力在变工况下的变化规律。

#### 5.3.1 推力计算方法

转子上的轴向推力由四部分组成:

(1) 凸肩推力。转子两端呈阶梯状并装有端汽封。凸肩直径为  $\phi_1$ 、 $\phi_2$ , 压力为  $p_1$ , 则凸肩上推力为

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (\phi_1^2 - \phi_2^2) p_1 \quad (\text{N})$$

式中:  $F_1$  为凸肩推力, N;  $p_1$  为大气压力, Pa。

端头受大气推力时,  $\phi_2 = 0$ 。

(2) 汽封推力。汽封齿高度为  $\Delta$ , 两端压力分别为  $p_0$ 、 $p_2$ , 直径为  $\phi$ , 则汽封推力可以表示为

$$F_2 \approx \frac{\pi}{2} \phi \Delta (p_0 - p_2) \quad (\text{N})$$

光轴  $\Delta = 0$ ,  $F_2 = 0$

(3) 动叶片推力。动叶片高  $L_B$ , 平均直径  $\phi_m$ , 动叶片前后压力  $p_1$ 、 $p_2$ , 流量  $q_m$  (kg/s), 部分进汽度  $e$ , 则动叶片上的推力可以表示为

$$F_3 = q_m (\omega_1 \cos \beta_1 - \omega_2 \cos \beta_2) + \pi \phi_m L_B e (p_1 - p_2) \quad (\text{N})$$

公式中第一项较小, 常可忽略。

(4) 叶轮推力。叶轮凸肩前后直径  $\phi_1$ 、 $\phi_2$ , 动叶片根径  $\phi_0$ , 叶轮前后压力  $p_1$ 、 $p_2$ , 叶轮推力则可表示为

$$F_4 = \frac{\pi}{4} (\phi_0^2 - \phi_1^2) p_1 - \frac{\pi}{4} (\phi_0^2 - \phi_2^2) p_2 \quad (\text{N})$$

$p_1$  通过试凑法由满足间隙漏汽(隔板汽封、叶根、平衡孔处)的流量平衡方程式求得。

以汽轮机朝发电机方向为正向, 轴向推力分正推力与负推力。总推力是各部分分推力的代数和。

#### 5.3.2 减小推力的方法

大型汽轮机如不采取措施, 总推力可达 1961.33kN ( $2 \times 10^5$  kgf) 以上。因此, 必须设法减小推力, 才能使推力轴承便于设计。

(1) 局部减小法。在叶轮上开平衡孔可大大降低叶轮上的推力。反动式汽轮机采用转鼓型转子时, 就没有叶轮推力。

(2) 平衡法。大型汽轮机的高中压缸反向布置, 低压缸以及中压缸的对称双流结构使一部分通流产生的负推力用来抵消另一部分通流的正推力, 从而使总推力大幅度减小。

(3) 调整平衡活塞直径来控制总推力。平衡活塞直径是指高压前汽封的第一段直径  $d$ 。前面的压力为调节级后的压力  $p_{2p}$ , 后面的压力为第一漏汽口的压力  $p_n$ , 当  $d$  由  $d_1$  调整到  $d_2$  时, 推力变化  $\Delta F = \pi \left( \frac{d_1^2 - d_2^2}{4} \right) (p_{2p} - p_n)$ 。由于

$p_{2p}$  是转子上的最高压力, 因此,  $d$  的变动对推力影响很大, 且可正可负。

#### 5.3.3 推力核算工况的选择

不同汽轮机的推力核算工况不尽相同, 目前常见的有:

(1) 正常运行时的最大推力工况。一般中小型汽轮机只核算此工况。

(2) 单缸调整抽汽凝汽式机组在工况图范围内, 为使最大正推力不超过允许值, 最大负推力工况需校核。



(3) 中间再热汽轮机因事故甩全负荷时, 高压调节阀正常关闭而中压调节阀因故障拒关, 高压缸反推力立即消失, 剩下的只有中压缸瞬时正推力 (低压缸双分流推力相互平衡), 往往是正常最大值的成倍增加。反之, 如中压调节阀阀门正常关闭而高压调节阀阀门事故拒关, 将面临瞬时最大负推力, 且数值很大, 应作为校核工况。

(4) 大型汽轮机某些短期工况 (如空负荷工况和带厂用电工况) 推力希望不小于某一正值, 以便尽可能避免在零推力下轴承运行不稳定, 因此也要作为核算工况。

#### 5.3.4 推力变化规律

了解推力变化规律有助于找到正确的推力核算工况, 不同类型的汽轮机有不同的推力变化规律。

(1) 定转速凝汽式汽轮机。各中间级、平衡活塞、漏汽至回热加热器的端汽封凸肩上的推力与主蒸汽流量成正比。调节级、末级及其他端轴封凸肩上的推力虽不与  $G_0$  成正比, 但占总推力的比例不大, 故总推力与  $G_0$  近似成正比。

(2) 变转速凝汽式汽轮机。在  $G_0$  减少、转速随之降低的情况下, 推力虽不与  $G_0$  成正比, 但仍保持单调下降的趋势。

(3) 背压式汽轮机。背压较高、级数较少的机组, 最大推力出现在中间某流量工况下; 背压较低、级数较多的机组其推力变化规律比较接近凝汽式机组。当背压在允许范围 (如设计背压为 0.98MPa, 允许范围 0.785~1.275MPa) 内变动且  $G_0$  保持不变时, 推力的变化也有两种可能: 原设计背压高的机组, 提高背压可使推力增大; 原设计背压低的机组, 提高背压则使推力减小。

(4) 调整抽汽凝汽式汽轮机。这类机组是背压机与凝汽机的串联组合, 其推力变化规律比较复杂。最好在工况图计算时, 顺便将每个工况的推力算出来, 在工况图上标上等推力曲线, 这样既反映了推力变化规律, 又不难找到推力校核点。

## 6 特殊变工况对汽轮机的影响

习惯上将加热器停运、通流结垢与缺损、缺级运行、末级小容积流量及通流功能改造等运行工况称为特殊变工况。特殊变工况的特点是:

(1) 对机组安全性、经济性、出力都有明显影响。

(2) 如工况幅度变化太大, 就会发生质变。如末级在很小的容积流量工况下, 透平工况 (做正功) 转变为压气机工况 (做负功), 流场极度紊乱, 不能用常规方法进行计算, 只能通过试验了解其变工况特性; 与此同时, 附加动应力也急剧增加。

(3) 为保证机组安全性, 对特殊变工况须作一些限制。

### 6.1 回热加热器的停运工况

各类给水加热器中, 只有高压加热器与低压加热器允许在故障时停运。高压加热器故障率高, 停运后涉及问题多, 可作为典型来讨论。

#### 6.1.1 两类停运法

(1) 依次停运法。设某机组带有三级高压加热器 JG1、JG2、JG3, 压力以 JG1 最高, JG3 最低。依次停运法从 JG1 开始, 或只停 JG1, 或增停 JG2, 或再增停 JG3。

因除氧器不允许停运, 故低压加热器不会出现这样的情况。

此类停运法在变工况前后, 被保留的各加热器无论端差、抽汽管流速等都基本保持不变。

(2) 中间停运法。在停运的加热器前面还保留压力更高的加热器, 该停运法称为中间停运法。

如只停运 JG2 时, JG3 的给水出口温度将成为 JG1 的进口温度, 致使 JG1 焓升, 抽汽量、抽汽管道流速大幅度增加。

#### 6.1.2 对安全性及出力的影响

第一类停运法因下游通流级流量增加, 静叶压差及动叶轮周功率都将增加。如强度设计未加考虑且主蒸汽流量不加限制, 就会影响下流各级的安全运行。为此应适当减少主蒸汽流量, 使各监视点压力不超过允许值。减小后最大允许进汽流量  $G'_{0\max}$  按下式估算, 有

$$G'_{0\max} = G_{0\max} - \sum_i G_i$$

式中:  $n$  为停运的高压加热器台数;  $G_{0\max}$  为原设计最大流量工况下的主蒸汽流量;  $G_i$  为原设计最大流量工况下停运的高压加热器抽汽量。

有的机组以高压加热器全部停运工况作为强度设计工况, 此时高压加热器无故障停运成为提高出力手段, 自然不需要工况限制了。

第二类停运法的不安全因素在于: 被停运的加热器原抽汽量大部分转移到前面的加热器, 导致该抽汽口压力降低, 抽汽口前一级过负荷。限制的简单办法是, 当只停运一台加热器时, 机组负荷不得大于额定功率; 当相邻两台加热器 (如 JG2+JG3) 停运时, 机组功率应限制在额定值的 90% 左右。

#### 6.1.3 对经济性的影响

第一类停运法使给水温度降低较多, 偏离最佳值较远, 对经济性影响较大。停运压力最高的高压加热器 JG1 将使热耗率上升 50~60kJ/kWh; 三台高压加热器全部停运则上升 260~280kJ/kWh, 即相应热耗率上升 3.5%, 非常可观。

第二类停运法给水温度下降较少, 对经济性影响不大。

顺便指出: 加热器停运对热耗率及汽耗率的影响既不同向也不同幅。作为比较, 背压升高引起的热耗率与汽耗率变化都是同向同幅的。由此可以理解汽耗率往往不能作为经济性指标的原因。

加热器原则上不允许长期停运, 停运属于不得已的暂时措施, 尤其对大旁路系统的全部高压加热器更是如此。

### 6.2 通流结垢与缺损运行工况

#### 6.2.1 通流结垢

蒸汽含盐及长期运行是通流结垢发生与趋于严重的原因。与中、低压相比, 高压通流面积较小, 同样的垢层厚度对工况影响比较明显。结垢使通流面积减小, 表面光洁度下降, 引起级焓降增加, 级前压力上升, 级效率下降。

机组投运一段时期后, 发现高压监视段压力缓慢而持续地升高时, 应判断为通流结垢。结垢是机组需要大修的原因之一。结垢过程缓慢, 影响有限, 平时只需要注意保证给水品质, 注意推力瓦温度变化, 大修时精心除垢即可。

结垢厚度不易测定, 故一般不作相关的变工况计算。

#### 6.2.2 通流缺损

通流缺损多半发生在动叶, 缺损处常成为汽流的扰乱源。通流缺损的结果将使通流面积增大, 本级焓降减小, 上级焓降增大, 级效率下降, 对安全性与经济性都有影响。发生原因分进行性与突发性两类。进行性如动叶水蚀, 具有径向对称与进程缓慢的特点, 不构成严重的安全威胁, 既不需

要做特殊处理,也不可能进行准确的变工况计算。个别动叶局部断裂脱落往往引起机组振动,此时需开缸检查并及时更换修复。

### 6.3 缺级运行工况

动叶严重损坏而不能及时修复时,须在采取假叶根保护轮槽等措施后才可缺级运行。

设第 $i$ 级事故前的级后压力为 $p_i$ ,事故后该级动、静叶全部拆去,此时 $p_i$ 将成为前面一级的级后压力,致使该级焓降及功率大幅度超限,为此必须限制进汽流量,使拆级后的各级功率以最高不超过强度允许值为限。

如静叶完好,则应作为节流孔板而加以保留,让它承担拆去级的一部分焓降与压降。进汽量仍按上述原则进行限制。显然,保留静叶后,流量限制较少,对出力影响也较小。如果预见到拆级后长期不能恢复,则建议用特制的假隔板替代原隔板,在假隔板原喷嘴位置上钻些对称的小孔,使其产生的节流压降近似等于拆除级的总压降。这样流量基本上可以不加限制,损失的出力近似等于拆除级原功率。

### 6.4 小容积流量工况

小容积流量工况指通流级出口处相对容积流量很小(一般小于0.3)、流场极度紊乱,不能用常规变工况计算公式进行级特性计算而只能通过试验实测。这是一类深度变工况问题,它与小焓降工况或低出口速度工况同义。

小容积流量工况发生在汽轮机末级的可能性最大,尤其以空冷汽轮机末级发生机会最多,性质最典型,影响最严重,涉及气动、强度、结构设计及监视保护的问题面也最广。

#### 6.4.1 小容积流量工况下的流场

随着级压比增大,出口容积流量减小,根据凝汽式汽轮机末级反动度变工况的特殊规律,平均截面上及根部反动度都随之降低。于是,根部将发生附面层增厚→脱流→倒流→倒流高度扩展→倒流级数增加的演进过程。与此同时,顶部也将产生旋转方向相反的旋涡,流线向动叶顶部倾斜,整个流场极度紊乱,级效率急剧下降,最后由透平工况转为压气机工况,排汽口温度急剧且不均匀地升高。末级长叶片在大的汽流负冲角下产生很大的附加动应力。

#### 6.4.2 对经济性的影响

在小容积流量工况下,机组增加了一项新的损失—由根部倒流引起的回流损失,它由实验获得,并与末级的余速损失及大容积流量下的阻塞损失(凝汽器压力低于末级极限背压即阻塞背压时引起的可用焓降损失)作为机组的外部损失,合称为汽轮机排汽损失。随着容积流量的不断下降,回流损失急剧增加,成为影响经济性的主要因素。

#### 6.4.3 对安全性的影响

- (1) 在湿蒸汽区内发生倒流,使动叶根部受到水蚀。
- (2) 排汽口不均匀过热会使采用不落地后轴承布置的低

压缸中心线抬高,引起各轴承负荷的重新分配,因而有可能引发机组振动。过热还可能使连接件松动,使凝汽器管子胀口松脱。

(3) 使动叶的附加动应力 $\sigma$ 快速上升。试验表明 $\sigma = f(p_c, \overline{Gv})$ 。当背压 $p_c$ 不变时,在小容积流量工况区出现 $\sigma$ 的峰值,且不同 $p_c$ 出现峰值处的 $\overline{Gv}$ 值比较接近, $\sigma$ 峰值随 $p_c$ 的增加而成比例增加。

### 6.5 纯凝汽式机组改造为供热机组

供热机组机型繁多,将已有的纯凝汽式机组改造为供热机组是一个周期短、投资省、效果好的选择。改造后的变工况计算与改造前相比,装置变工况中增加了供热环节。整机变工况特性曲线称工况图,它是 $G$ (进汽量)— $P_{st}$ (出力)坐标平面上的两簇曲线:一簇为等抽汽量曲线,一簇是等排汽量曲线。以下为汽轮机机组的改造条件与主要措施。

#### 6.5.1 改造为可调采暖抽汽机组

采用连通管结构的多缸汽轮机原则上都有条件改造为可调采暖抽汽机组,主要改造措施有:

- (1) 在连通管上安装蝶阀(系节流配汽)及配套油动机。
- (2) 独立的调压系统,投入后按整定的供热压力控制油动机升程。
- (3) 在蝶阀之前、中压末级之后的排汽口上加装供热抽汽管道。

(4) 加装一套热网水加热系统,供暖抽汽在热网加热器内放热并凝结成为疏水,由疏水泵引入与其温度最接近的凝水管道上某处(中压排汽口常设有回热抽汽,此时疏水以引入该回热加热器出口为最佳)。

供热压力原则上应选用改造前设计工况下的中排压力。过低会在大主蒸汽流量工况下造成中压末级过载;过高会使中压末级出口过热。

采暖期过后,机组应恢复纯凝汽工况运行。

改造为可调抽汽机组后,整个通流由单一的凝汽式通流变为一个背压式通流(抽汽口前)与一个凝汽式通流(抽汽口后)的串联,变工况特性也相应改变。

#### 6.5.2 改造为不可调工业抽汽机组

工业抽汽压力较高,中排压力不能满足要求,因此只能朝上游找抽汽口。受结构限制,无法实现可调抽汽;受抽汽口末级叶片强度的限制,抽汽量也不能过大,以用尽该级强度余量为限。

抽汽口位置的正确选择至关重要。抽汽口压力过低,抽汽工况满足范围过狭;过高,则外部节流损失过大。

改造措施比较简单:

- (1) 由抽汽口引出抽汽管道,上设抽汽调节阀,以控制通向热用户的抽汽流量,维持供热系统压力不变。
- (2) 用化学水作为补水补入凝汽器,以弥补作为外供抽汽的工质损失。



## 第5章 通流部分气动设计

20世纪40年代末,汽轮机的部分级( $D/L < 8$ )开始采用二维设计计算方法(称为流型计算)。计算可求出轴向间隙及级后相应的沿叶高汽流参数。计算所采用的流型中,应用最早也最广泛的是等环流流型。在理想(无黏)的情况下,等环流流型完全符合自由旋流的规律。该流型中应用较普遍的有等 $\alpha_1$ 角流型及等密流流型等。

随着汽轮机单机功率的增大,末级叶片的高度增长和级负荷的不断加大,圆柱流的假定条件已不太适用。20世纪50年代初,准三维流和全三维流已广泛应用在工厂实际设计中。

改善通流部分设计是提高机组经济性的主要途径。其中,可控涡技术的应用是一项重要内容。可控涡技术是通过控制沿叶高(叶片高度)环量的分布规律,改变流道内或叶栅后沿叶高静压的分布以改善气动性能的技术,也可以说是一种控制沿叶高反动度变化的技术。可控涡的设计具有明显改善汽轮机叶片级性能的功能,包括降低叶栅的二次流损失,减少隔板漏汽和动叶叶顶的漏汽损失,增加级的做功能力。特别是长叶片级可提高级的根部反动度,改善级的变工况性能,还可改善动叶上半部分跨音速叶栅的气动性能和叶片的强度性能。

叶栅设计是以 $S_1$ 流面的叶栅绕流计算为基础的。目前,大部分叶栅成型仍沿用平面成型,但也有在任意回转面上的叶型成型,并采用黏性三维流来成型叶型和叶片。黏性的全三维流体动力学数值计算技术可以直接算出汽轮机流道中每个点的气动参数、损失的分布和效率。

在汽轮机的低压缸中,有些级在湿蒸汽区工作。蒸汽从过热区膨胀进入饱和区时要释放能量,此时会出现剧烈的过冷现象,蒸汽中出现第一次成核和第二次成核,并在凝结核表面产生剧烈的凝结。研究干湿蒸汽两相流动的目的在于改进湿蒸汽二相流动的叶片设计,减少由于湿度引起的效率降低和预测汽轮机叶片的腐蚀。

为提高汽轮机通流部分的性能,除减小叶栅的型损、二次流损失,减少漏汽损失及湿汽损失外,还应积极开展长叶片的研制;采用最佳速比设计和通流部分流道光滑;改善进、排汽缸及主汽阀、调阀等阀门和连通管的气动性能等。

叶栅的气动性能除理论计算外,一般都是通过试验得到。试验方法包括比拟试验、平面叶栅吹风试验和环型叶栅吹风试验。基元级特性可通过试验得到,试验主要包括模拟级的空气或蒸汽的级特性试验、实物级的级特性试验以及多级模拟或实物级试验。此外,还可利用电厂试验等诸多方法来研究叶栅及级的气动特性。不同试验方法的汽流流动都可看作实际机组中汽流的近似流动。

### 1 叶型与叶栅

#### 1.1 叶型

##### 1.1.1 叶型的基本特性

汽轮机叶片某一截面的轮廓线叫叶型,它通常由内凹光滑曲线、外凸光滑曲线及两端圆弧所组成。汽轮机中使用的

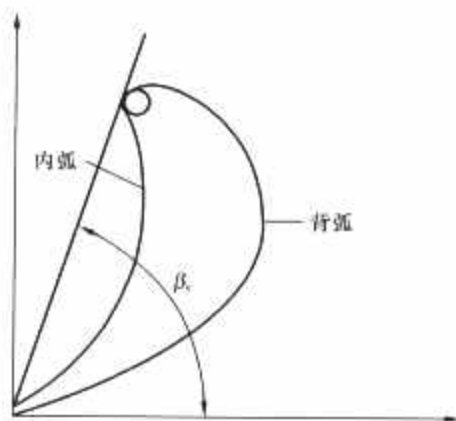


图 4.5-1 叶片型线及安装角

叶型是按某一特定位置摆放的。内弧侧公用切线与叶栅额线的交角叫做安装角 $\beta$ ,见图4.5-1。

在汽轮机级中,用同一类叶片按同一安装角度等距离排列形成的叶列叫做叶栅。叶栅中相邻两个型面之间所形成的通道叫做叶栅流道。蒸汽

在汽轮机叶栅流道中完成从热能转化成机械能的全过程。因此,叶型和叶片对汽轮机通流部分效率的影响极大。

研究叶型及其所组成的叶栅的目的是:

(1) 使由叶片所形成的叶栅流道符合蒸汽在汽轮机级中流动规律的要求。

(2) 使蒸汽在汽轮机叶栅内流动时能量损失达到最小。

#### 1.1.2 叶型分类及其应用

汽轮机叶型按照作用原理可分为冲动式叶型和反动式叶型(见图4.5-2)。冲动级中汽流的膨胀加速主要在静叶片中进行,动叶片的作用是把汽流动能转化成机械能。汽流在反动式级的静、动叶栅流道内都进行膨胀加速。通常,50%反动度的反动式动叶片型线和静叶片型线使用的可以是同一叶型。



图 4.5-2 冲动式叶型与反动式叶型

根据叶栅出口汽流速度的大小,叶型一般可粗略分为:

- (1) 亚音速叶型 ( $M \leq 0.9$ );
- (2) 跨音速叶型 ( $0.9 < M \leq 1.2$ );
- (3) 超音速叶型 ( $M \geq 1.2$ );

$M$ 为马赫数。

现代汽轮机中大部分使用的都是亚音速叶型,跨音速叶型和超音速叶型在汽轮机低压缸末级或次末级的静、动叶部分截面使用。

### 1.2 叶栅

#### 1.2.1 叶栅结构参数

汽轮机中的静、动叶栅均为环形叶栅(见图4.5-3)。

叶栅的主要结构参数有:

$b$ ——叶型弦长;

$t$ ——叶栅栅距;

$\alpha_s$ 、 $\beta_s$ ——静、动叶型安装角;

$\alpha_{0g}$ 、 $\beta_{1g}$ ——静、动叶栅几何进口角;

$\alpha_{1g}$ 、 $\beta_{2g}$ ——静、动叶栅几何出口角;



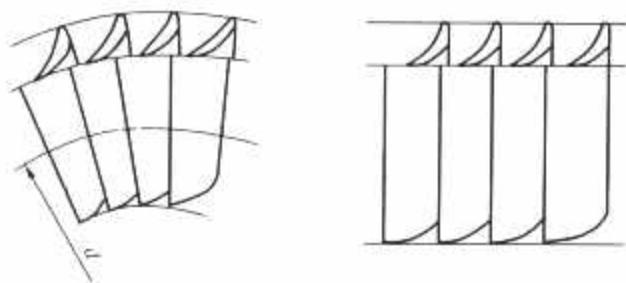


图 4.5-3 环形叶栅和直列叶栅

$\Delta$ ——叶型出口边厚度；

$l$ ——叶片高度；

$o_1$ ——叶栅进口喉部宽度；

$o_2$ ——叶栅出口喉部宽度；

$B$ ——叶片轴向宽度。

在理论计算和试验研究中，叶栅几何参数往往用无量纲量表示，通常与叶型弦长  $b$  或叶片轴向宽度  $B$  相比，如相对栅距  $\bar{t} = t/b$  等。

### 1.2.2 叶栅气动参数

影响叶栅气动性能的主要参数有：

马赫数  $M = c/a$ ，即汽流速度与当地音速之比。叶栅流道中某一点的速度与当地音速之比即为该点汽流的当地马赫数。

汽流雷诺数  $Re = cb/\nu$ ，其中  $c$  为汽流速度，通常取叶栅的出口速度； $\nu$  为气体的运动黏度；特性尺寸通常取弦长。雷诺数对叶栅流动的影响通常只在速度低的自模化区外才发生，而叶栅试验都使雷诺数处于自模化区，因此可不考虑黏性的影响。

汽流进入叶栅的进汽角对叶栅的绕流有很大的影响，要使叶栅的汽流角与几何进口角相符合。

现代的试验研究还考虑了汽流脉动速度和紊流度对叶栅绕流的影响。

## 1.3 叶栅的能量损失

叶栅的能量损失包括两大部分，即叶型损失和端部损失。

### 1.3.1 叶型损失

叶型损失是指汽流绕平面叶栅流动时的能量损失，它包括叶型表面附面层中的摩擦损失、附面层产生分离时的涡流损失、冲角损失以及叶片出口边的尾迹损失；如果叶栅背弧面产生局部超音速或出口速度超过音速，则还应包括冲波损失。叶型损失是在摩擦阻力及压差阻力的影响下产生的。

摩擦阻力是由于从叶型表面到叶栅流道的主流区，因流体黏性作用而形成的附面层内的黏性摩擦而产生的阻力。通常，计算叶型摩擦损失时要预先知道叶型表面的速度分布。图 4.5-4 所示为理论计算得到的反动式叶栅与冲动式叶栅叶型的速度分布。叶型的好坏可根据叶型速度分布的理论计算结果进行初步判断，其主要根据就是看压力梯度的变化值。

叶型出口边有一定厚度，压力面和吸力面两股汽流在出口边之后形成充满旋涡的尾迹区。尾迹区汽流速度比主流区速度小，这两部分汽流沿流动方向混合后使整个汽流速度达到均匀。均匀化后的速度比原来的主流速度小，两者的能量之差构成尾迹损失  $\zeta_\Delta$ 。

尾迹损失与叶型速度分布及出口边尺寸有关，很难用解析法计算，很多学者将试验结果数据整理成半经验公式。下面是苏联学者 Н. М. Марков 推荐的尾迹损失计算公式

$$\zeta_\Delta = 0.4 \frac{\Delta}{t \sin \beta_2} \quad (4.5-1)$$

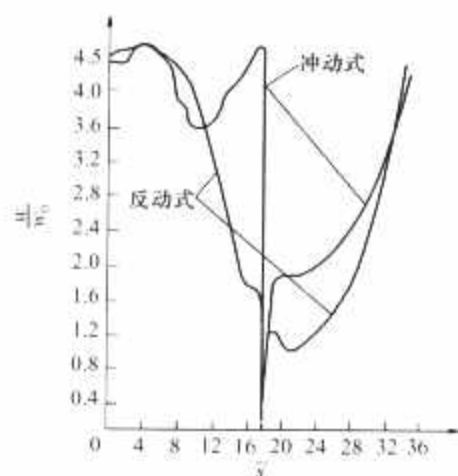


图 4.5-4 反动式叶型与冲动式叶型的速度分布

$w$ ——型面某点的流速； $w_0$ ——来流的流速；

$\bar{s}$ ——沿叶型表面的相对长度

式中： $\Delta$  为叶型出口边厚度； $t$  为叶栅栅距； $\beta_2$  为叶栅出口角。

分离产生的涡流损失、冲角损失、冲波损失等的理论求解也较困难，通常用试验方法得到，并整理成一些经验公式。

### 1.3.2 端部损失 $\zeta_e$

由于叶片两端效应而产生的损失叫做端部损失。叶栅两端由于汽体的黏性在端壁上形成附面层，该附面层内汽流速度小于层外的主流速度，附面层内汽流所产生的离心力不足以平衡横向压力，使附面层内汽流质点产生从压力面到吸力面的横向流动，从而在端部附面层外必然要产生从吸力面向压力面的横向补偿运动。这样就在两端部形成两个涡流，称为二次流。由二次流引起的能量损失叫二次流损失。端部损失包括端部附面层损失及二次流损失。图 4.5-5 所示为叶栅损失沿叶高的分布曲线。叶栅中部曲线平坦的部分为叶型损失区，起伏波动的部分为端部损失区。在端部损失区中，图中的损失值包含了叶型损失及端部损失两部分。损失沿叶高平均即可得到叶型损失  $\zeta_t$  和端部损失  $\zeta_e$ 。当叶片高到使两端二次流不在叶高中间闭合时，端部损失  $\zeta_e(\bar{l})$  是线性的；当叶片短到二次流在叶片中间闭合时， $\zeta_e(\bar{l})$  的线性关系也破坏了。

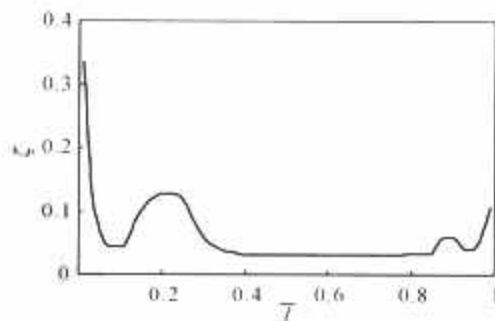


图 4.5-5 叶栅损失沿叶高的分布曲线

目前，全部用理论计算方法求得的端部损失精度不够。有的文献介绍了各种简化的端部损失计算方法，这些方法各有一定的局限性，不能对各种叶栅都适用。

## 1.4 叶栅出汽角

叶栅出汽角决定叶栅通流面积，它对汽轮机级的气动性能有较大的影响。

叶栅出汽角沿着栅距和叶高变化。某一叶高截面的汽流出口角即为此截面沿栅距的出汽角平均值。叶栅几何出口角

通常定义为叶栅出口喉部尺寸  $b_2$  与叶栅栅距  $t$  之比的反正弦值, 此值通常又称有效出口角  $\alpha_{\text{ref}}$ ,  $\alpha_{\text{ref}} (\beta_{2\text{ef}}) = \arcsin b_2/t$ , 见图 4.5-6。

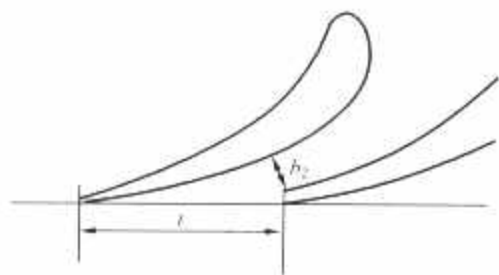


图 4.5-6 叶栅出口喉部与栅距

亚音速叶栅的栅距和安装角取在最佳值附近, 几何出口角与实际汽流出口角比较吻合。叶栅汽流出口角  $\alpha_1 (\beta_2)$  严格说来应经过试验测定, 它与几何出口角相比存在偏差。测出的汽流出口角小于几何出口角, 其差值为超前角, 否则为落后角。

由于叶栅汽流出口角对汽轮机通流部分计算有很大影响, 因此计算通流面积时, 应以试验曲线为准。没有试验数据而取  $\arcsin b_2/t$  计算值时应考虑偏差值。

## 1.5 叶栅几何参数对叶栅损失和出汽角的影响

### 1.5.1 叶栅相对栅距的影响

栅距是叶栅的主要参数之一, 汽轮机中所使用的叶栅都是环形叶栅, 也就是不同半径上叶栅的栅距是不同的。

研究叶栅栅距对叶型损失的影响时, 通常用相对栅距  $\bar{t}$  ( $t/b$  或  $t/B$ )。图 4.5-7 所示为由试验得到的叶型损失与相对栅距的关系。试验结果表明, 在一定的安装角下, 曲线存在一个最佳相对栅距, 相对栅距大于此值会产生附面层脱流, 从而造成叶栅损失增大; 相对栅距过小, 则叶栅表面附面层和尾迹区所占的流道面积比例增大, 摩擦阻力损失和尾迹损失的相对值也增大, 同时还可能产生脱流使叶栅损失增大。

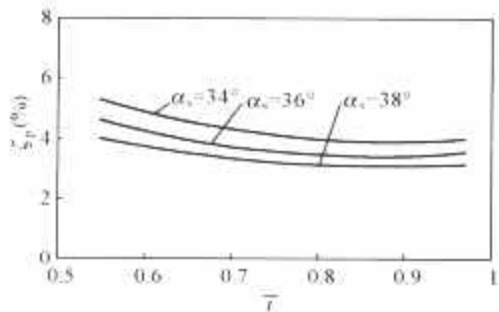


图 4.5-7 叶型损失与相对栅距的关系

影响叶栅最佳相对栅距的参数主要是叶栅的汽流折转角  $\Delta\beta$  ( $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ )。试验结果表明, 最佳相对栅距随折转角  $\Delta\beta$  的减小而增大。

图 4.5-8 所示为不同栅距对叶栅端部损失的影响。叶栅端部损失也存在最佳相对栅距。

相对栅距  $\bar{t}$  值直接决定叶栅出汽角的大小。当安装角不

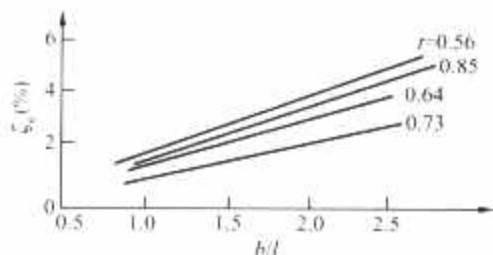


图 4.5-8 不同栅距对叶栅端部损失的影响

变时, 随着叶栅相对栅距的增大, 叶栅出汽角也增大 (见图 4.5-9)。

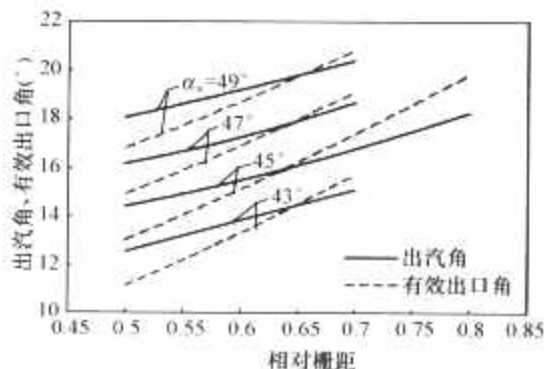


图 4.5-9 某静叶栅不同安装角下出汽角随相对栅距变化的试验曲线

### 1.5.2 叶片相对高度对叶栅损失的影响

端部损失只在叶片端部一定区域内存在, 因此叶片越长, 端部损失区所占整个叶高的比例就越小。通常采用相对叶高, 即叶片高度  $l$  与叶片弦长  $b$  之比  $l/b$  来表示对端部损失的影响。当叶高不使两端二次流在叶高中间闭合时, 端部损失与相对叶高的倒数成正比, 如图 4.5-10 所示。

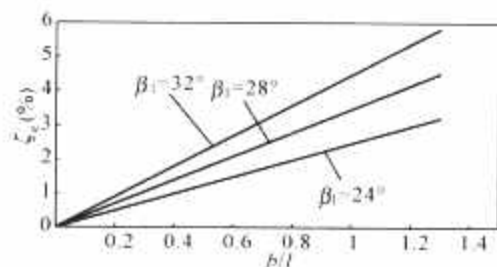


图 4.5-10 端部损失与相对叶高的关系

## 1.6 气动参数对叶栅损失和出汽角的影响

### 1.6.1 马赫数 $M$ 的影响

汽流速度在低马赫数 ( $M \leq 0.3$ ) 的情况下, 一般不考虑汽流压缩性的影响。随着汽流速度的增高, 叶栅损失和出汽角要考虑汽流压缩性的影响。在亚音速情况下, 叶栅的损失随汽流马赫数的增加而减少, 同时出汽角也略有减少。这是由于流速增加使叶栅出汽边附面层减薄, 尾迹区缩小所致。但当汽流速度加大到近音速时, 在叶片背弧会出现局部超音速现象并产生冲波, 在该区域的附面层会出现负压力梯度, 增加出汽边附面层厚度, 严重的会产生附面层脱流而使型面损失增加, 且尾迹损失也增加并使叶栅的出汽角加大。叶背出现局部超音速时的来流马赫数称为临界马赫数, 其值取决于叶型和汽流的折转角。汽流马赫数对叶栅损失的影响主要通过叶栅风洞的吹风试验来确定。

超音速叶栅的流道是缩放的, 它在背压增高的非设计工况下会产生严重的冲波损失。因此, 对于超音速叶栅, 其损失最小值是在设计马赫数的情况下。图 4.5-11 所示为超音速叶栅损失与马赫数的关系曲线。由图可以看出, 损失的低谷相应为设计马赫数, 偏离此值则叶型损失增加较快。因

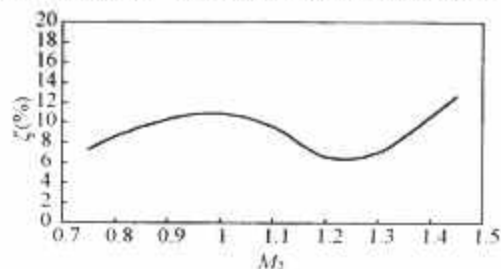


图 4.5-11 超音速叶栅损失与马赫数的关系曲线

此,在出口马赫数超过1不多的情况下尽量少用超音速叶型。现代大功率汽轮机中超音速叶型主要用于低压缸末级静叶片的根部和动叶片顶部,其出口马赫数高达  $M=1.2\sim 1.7$ 。

### 1.6.2 进汽角 $\beta_1$ 对叶栅损失的影响

进汽角是指汽流进入叶栅流道时的方向与叶栅进口额线之间所形成的夹角。当进汽角与叶栅的几何进口角一致时称为零冲角。进汽角大于叶栅的几何进口角时,其差值为负冲角,反之为正冲角。一般,对进口边圆弧半径较小的叶型,其几何进口角可以用  $\arcsin r_1/t$  表示。进汽角对叶栅损失有较大的影响,汽流进口角的改变不仅影响叶栅

进口部分的压力分布,冲角很大时还会影响整个叶栅流道的速度变化,如图4.5-12所示。正冲角时,叶片背弧进口段出现明显的扩压段,使背弧附面层急剧增厚。对于冲动式叶栅,当进汽角小于叶栅进口角时,叶型损失会急剧增加。随着进汽角的增大,叶片背弧扩压区逐渐减小,使进口段形成收敛通道,叶型损失也随之降低。叶型损失最小时的进汽角叫最佳进汽角,其数值与叶栅几何进口角一致或略大一些。图4.5-13所示为一冲动式叶栅冲角与叶型损失的试验曲线。反动式叶栅的最佳进汽角范围比冲动式叶栅要宽一些,尤其对于  $90^\circ$  进口的静叶片,其最佳进汽角可在  $20^\circ$  范围内变化。

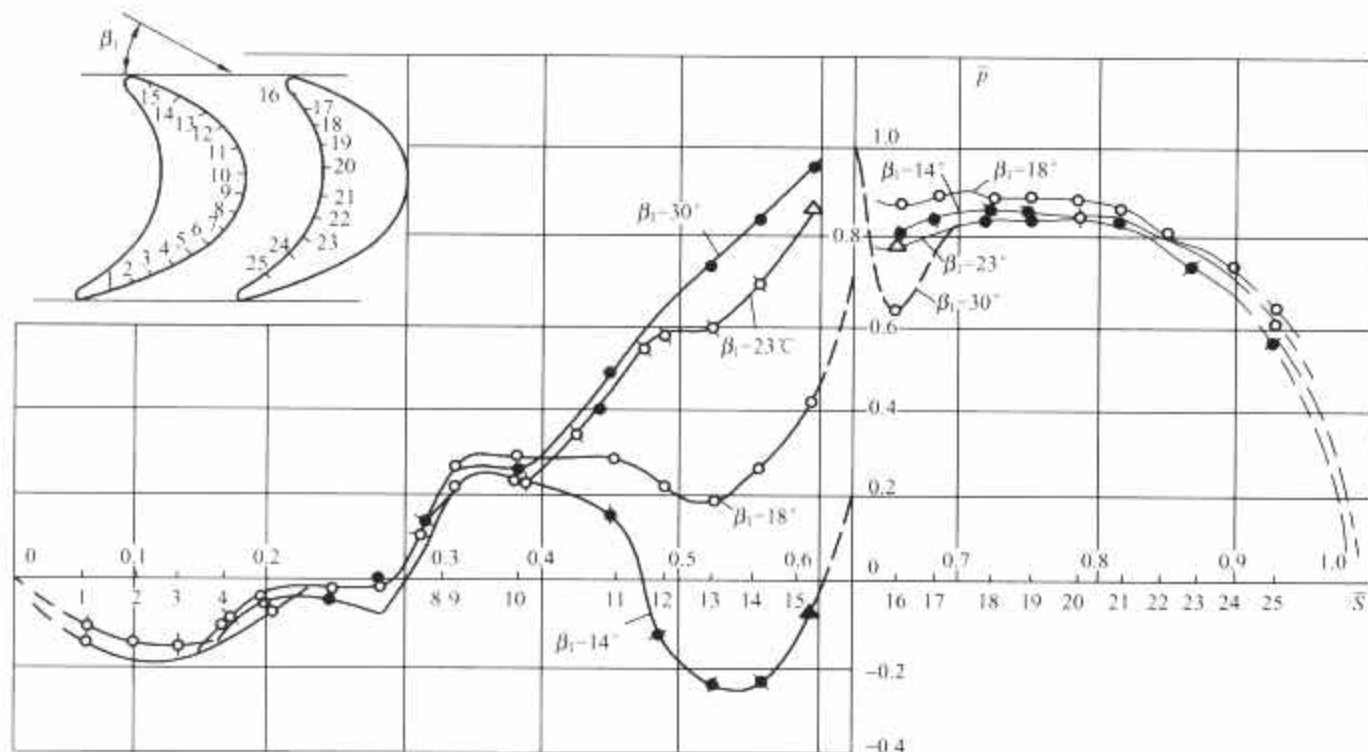


图4.5-12 冲角对流道压力分布的影响

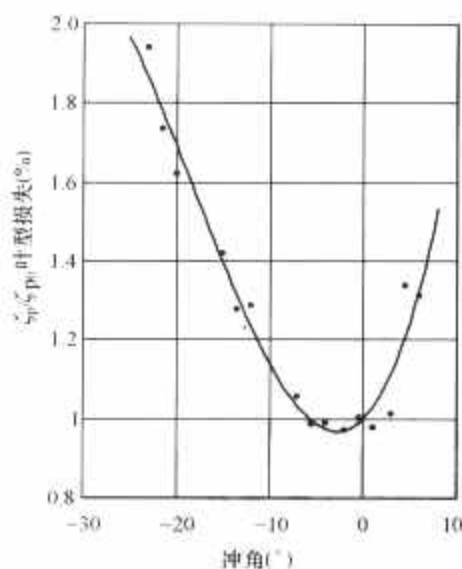


图4.5-13 某冲动式叶栅叶型损失随冲角变化的试验曲线

负冲角对叶栅损失的影响比正冲角小。同样,负冲角对反动式叶栅损失的影响比冲动式叶栅小。叶型对冲角的敏感度除了与叶型种类(如冲动式、反动式等)有关外,还与叶型的进口段几何形状有很大关系。一般叶型进口边圆弧半径大的敏感度小一些。因此,有的设计者把叶片的进口圆弧半径设计得很大,即大头叶片。大头叶片进汽角对叶型损失的影响较小,但其叶型损失要比小进汽头部的叶型大一些,因此,不是经常处在变工况状态下运行的汽轮机不常采用大头叶片。进汽角对叶栅损失的影响通过叶栅试验来确定比理论计算的结果更可靠。

### 1.7 叶栅损失与级效率的关系

汽轮机级内可用焓降与各项能量损失的关系可用式(4.5-2)表示,即

$$h_{oi} = h_s^* - \Delta h_1 - \Delta h_2 - \Delta h_{c2} - \Delta h_\delta - \Delta h_{l,v} \quad (4.5-2)$$

式中:  $h_{oi}$  为级可用焓降;  $h_s^*$  为级绝热焓降;  $\Delta h_1$  为静叶损失焓降;  $\Delta h_2$  为动叶损失焓降;  $h_{c2}$  为余速损失焓降;  $\Delta h_\delta$  为漏汽损失焓降;  $\Delta h_{l,v}$  为摩擦鼓风损失焓降。

相应级内效率可写成

$$\eta_u = 1 - \xi_1 - \xi_2 - \xi_{c2} - \xi_\delta - \xi_{l,v} = \eta_u - \xi_\delta - \xi_{l,v} \quad (4.5-3)$$

$$\xi_1 = \Delta h_1 / h_s^*$$

$$\xi_2 = \Delta h_2 / h_s^*$$

$$\xi_{c2} = \Delta h_{c2} / h_s^*$$

$$\xi_\delta = \Delta h_\delta / h_s^*$$

$$\xi_{l,v} = \Delta h_{l,v} / h_s^*$$

式中:  $\xi_1$  为静叶的级损失系数,%;  $\xi_2$  为动叶的级损失系数,%;  $\xi_{c2}$  为余速损失系数,%;  $\xi_\delta$  为漏汽损失系数,%;  $\xi_{l,v}$  为摩擦鼓风损失系数,%。

静叶、动叶损失分别由静叶、动叶的叶型损失(型损)与端部损失(端损)组成,即

$$\xi_1 = \xi_{p1} + \xi_{e1} \quad (4.5-4)$$

$$\xi_2 = \xi_{p2} + \xi_{e2} \quad (4.5-5)$$

静叶的速度系数  $\varphi$  与损失系数  $\xi_1$  的关系为



$$\zeta_1 = 1 - \varphi^2 \text{ 或 } \varphi = \sqrt{1 - \zeta_1} \quad (4.5-6)$$

动叶的速度系数  $\psi$  与损失系数  $\zeta_2$  的关系为

$$\zeta_2 = 1 - \psi^2 \text{ 或 } \psi = \sqrt{1 - \zeta_2} \quad (4.5-7)$$

用级绝热焓降  $h_s^*$  和反动度  $\Omega$  代入式 (4.5-6) 可以得到

$$\xi_1 = \frac{\Delta h_1}{h_s^*} = (1 - \varphi^2)(1 - \Omega) = (1 - \Omega)\zeta_1 \quad (4.5-8)$$

这就是以级绝热焓降为基础的静叶的级损失系数。在纯冲动级中  $\Omega = 0$ ,  $\xi_1 = \zeta_1$ ; 在  $\Omega = 50\%$  的反动级中,  $\xi_1 = 0.5\zeta_1$ 。

同理, 动叶的级损失系数可表示为

$$\xi_2 = \Delta h_2 / h_s^*$$

或

$$\xi_2 = \zeta_2 \left\{ \Omega + \varphi^2 (1 - \Omega) \left[ 1 + \frac{\cos^2 \alpha_1}{4(1 - \Omega)^2} - \frac{\cos^2 \alpha_1}{1 - \Omega} \right] \right\} \quad (4.5-9)$$

对于纯冲动级,  $\Omega = 0$ , 代入式 (4.5-9) 得

$$\xi_2 \approx 1/4 \zeta_2$$

对反动度,  $\Omega = 50\%$ , 此时有

$$\xi_2 \approx 1/2 \zeta_2$$

余速损失不变时, 轮周效率取决于  $\xi_1$  和  $\xi_2$ , 如果在冲动级中级反动度  $\Omega = 0.05$ , 取  $\varphi = 0.97$ ,  $\psi = 0.92$ , 则  $\zeta_1 = 0.06$  和  $\zeta_2 = 0.154$ 。由式 (4.5-8) 得  $\xi_1 = 0.057$ 。取  $\alpha_1 = 14^\circ$ , 由式 (4.5-9) 得  $\xi_2 = 0.045$ ,  $\xi_1 / \xi_2 = 1.267$ 。

上述算例说明, 在  $\Omega = 0.05$  的级中静叶损失系数比动叶损失系数大 26.7%。对于冲动级, 静叶损失比动叶损失对级效率的影响大。因此, 提高静叶效率比提高动叶效率收效大。随着级反动度的增大, 静叶损失比动叶损失对级效率影响逐渐缩小。通常, 叶栅损失  $\xi_1 / \xi_2$  的值大约在 1.2~2.1 内变动。

汽轮机高压缸中叶高较短, 为保证叶片的强度, 叶高与叶宽之比较小。因此, 叶片端部损失占整个叶栅损失的比重很大, 简单地取速度系数  $\varphi$  或  $\psi$  来计算级效率, 其结果往往偏差较大, 应该充分考虑端部损失的影响, 才能使计算结果较为符合实际。

## 2 汽轮机级的气动设计

### 2.1 径向平衡方程

汽轮机级内的蒸汽流动是一种黏性、可压缩流体的三维不稳定且具有能量转换的运动过程。早期采用的是简化一维可压缩流体稳定流动的理论, 随着科学技术的发展, 汽轮机容量的增大和参数的提高, 计算方法也由简单变成复杂, 设计方法逐步更新, 用三维流动的理论进行分析和计算不但成为可能也十分必要, 并带来汽轮机通流效率的显著提高。

#### 2.1.1 汽轮机叶片级内的流动特性

叶片级内的蒸汽流动具有如下几个流动特性:

(1) 黏性。黏性流体的运动必然产生流体与周围壁面之间的摩擦以及流体内部的摩擦。

(2) 可压缩性。流体的密度  $\rho$  是随其他热力参数在三个坐标方向上变化的。

(3) 三维性。汽流的各个质点在空间三个坐标上都有分速度, 而且汽流的热力参数沿这三个坐标方向也都是变化的。图 4.5-14 所示为动叶进口及出口的三维速度图。

(4) 汽流与叶片之间的作用力。汽流对叶片的作用力和

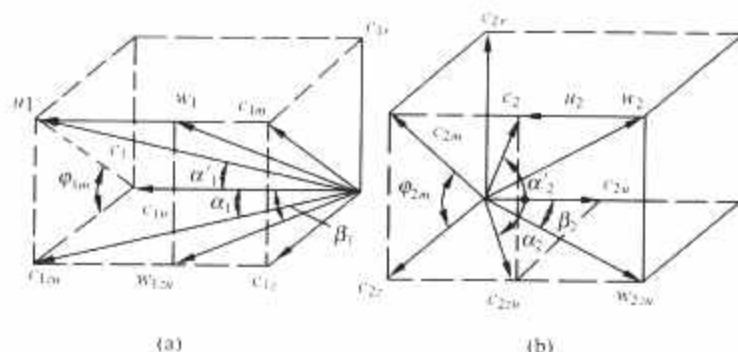


图 4.5-14 空间汽流三维速度

(a) 动叶进口; (b) 动叶出口

叶片对汽流的反作用力在三个坐标方向都有分量。

(5) 离心力场。汽流在叶片级内运动时的切向分速度产生离心力场, 该离心力场一般具有径向梯度。

(6) 流线弯曲与流面扭曲。汽流质点在曲线上运动时受到一个指向曲率中心的向心力。实际叶栅中的流面, 无论是圆周流面还是径向流面, 都是扭曲的。

(7) 不稳定性。叶片级中的汽流实际上是不稳定的, 不稳定的根源主要在于汽轮机转子的旋转和各有关参数在空间分布的不均匀。

#### 2.1.2 径向平衡方程

描写三维汽流各未知物理量之间相互关系的方程式为四个, 即连续方程、运动方程、能量方程和状态方程。运动方程在圆柱坐标系中由三个与  $r$ 、 $\theta$ 、 $z$  坐标轴相对应的方程构成, 表示为

$$P_r - \frac{\partial P}{\partial r} = c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} + c_u \frac{\partial c_r}{\partial \theta} - \frac{c_u^2}{r} + \frac{\partial c_r}{\partial t} + F_r \quad (4.5-10)$$

$$P_\theta - \frac{\partial P}{\partial \theta} = c_r \frac{\partial c_\theta}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_\theta}{\partial z} + c_u \frac{c_r}{r} + c_u \frac{\partial c_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial c_\theta}{\partial t} + F_\theta \quad (4.5-11)$$

$$P_z - \frac{\partial P}{\partial z} = c_r \frac{\partial c_z}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} + c_u \frac{\partial c_z}{\partial \theta} + \frac{\partial c_z}{\partial t} + F_z \quad (4.5-12)$$

式中:  $P_r$ 、 $P_\theta$ 、 $P_z$  分别代表作用于单位质量流体上的质量力在相应各坐标轴方向上的投影;  $F_r$ 、 $F_\theta$ 、 $F_z$  分别代表作用于单位质量流体上叶片力在相应各坐标轴方向上的投影。

式 (4.5-10) 为径向平衡方程式, 它规定了汽流在  $r$  坐标轴方向获得力学平衡的条件。

#### 2.2 简单径向平衡方程的求解

在求解汽轮机叶片级内的三维流场时, 由于未知数和方程式太多, 方程的非线性及边界条件较复杂, 因此精确求解是很困难的。早期文献提出了两类相对流面 (简称  $S_1$  流面和  $S_2$  流面) 的概念, 通过这两类流面的适当组合和交替运用就可以把一个实际的三维流动问题简化分解为两个分别沿着  $S_1$  和  $S_2$  流面的相关联的二维流动问题。

通过交替迭代求解上述  $S_1$  和  $S_2$  相对流面上的方程来获得三维流动的解, 这种方法应用起来还必须作进一步的简化。圆柱流便是准三维流的简化或是准三维流中的一个特例。在准三维流中, 假设  $S_1$  流面没有扭曲, 是一些任意回转面; 而  $S_2$  流面中只取一个位于叶片间流道当中的平均  $S_2$  流面  $S_{2m}$ , 其形状与叶道中心面相近。在全三维的简化求解中, 通过  $S_{2m}$  流面的分析, 可以得出流动参数沿径向和轴向的分布。分析子午流道型线、叶片的径向线位置、叶片的厚度及周向的倾斜等对汽流的影响, 可为  $S_1$  流面的计算提供

原始数据,通过  $S_1$  流面的流动计算分析,可得到汽流参数沿周向和轴向的分布及对叶片型线的影响,为  $S_2$  流面的计算提供相应的原始数据。在准三维的求解中,只对叶片级的轴向间隙中或者叶列后进行计算分析,问题又得到进一步的简化。下面将着重对径向流面 ( $S_2$  流面) 的一种简化计算方法进行介绍和分析。

### 2.2.1 简单径向平衡方程式

在叶片级的轴向间隙中或者叶列后,可忽略质量力和叶片力,即有  $P_r=0$ ,  $F_r=0$ 。如果又将速度分量  $c_r$  的变化表示为全微分,则径向平衡方程式 (4.5-10) 可得如下形式

$$-\frac{\partial P}{\rho \partial r} = -\frac{c_u^2}{r} + \frac{dc_r}{dt} \quad (4.5-13)$$

简单径向平衡方程式 (在定常态下) 可写成

$$\frac{\partial P}{\rho \partial r} = \frac{c_u^2}{r} \quad (4.5-14)$$

### 2.2.2 几种常用流型的介绍

(1) 等环流流型。理想 (圆柱流、无损失) 情况下,等环流流型完全符合自由旋流的规律,而其他流型都属于非自由旋流。

理想等环流级的汽流结构基本规律是

$$c_{1u}r = \text{常数}$$

$$h_0 = \text{常数 (或 } \frac{\partial h_0}{\partial r} = 0)$$

理想等环流级的主要参数沿叶高的变化规律为

$$\tan \alpha_1 = \frac{r}{r_r} \tan \alpha_{1r} \quad (4.5-15)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\frac{r}{r_r} \tan \alpha_{1r}}{1 - \frac{u_r}{c_{1u}r} \left( \frac{r}{r_r} \right)^2} \quad (4.5-16)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{r_r}{r} \tan \beta_{2r} \quad (4.5-17)$$

$$\rho = \rho_r + (1 - \rho_r) \cos^2 \alpha_{1r} \left[ 1 - \left( \frac{r_r}{r} \right)^2 \right] \quad (4.5-18)$$

考虑到实际流动中的损失,取静叶的速度系数为  $\varphi$ ,此时等环流级的汽流结构基本规律变为

$$c_{1u}r^{\varphi^2} = \text{常数}$$

式 (4.5-15) ~ 式 (4.5-18) 相应地变成

$$\tan \alpha_1 = \left( \frac{r}{r_r} \right)^{\frac{1}{\varphi^2}} \tan \alpha_{1r} \quad (4.5-19)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\left( \frac{r}{r_r} \right)^{\frac{1}{\varphi^2}} \tan \alpha_{1r}}{1 - \frac{u_r}{c_{1u}r} \left( \frac{r}{r_r} \right)^{1+\frac{1}{\varphi^2}}} \quad (4.5-20)$$

$$\tan \beta_2 = \left( \frac{r}{r_r} \right)^{\frac{1}{\varphi^2}} \tan \beta_{2r} \quad (4.5-21)$$

$$\rho = \rho_r + (1 - \rho_r) \cos^2 \alpha_{1r} \left[ 1 - \left( \frac{r_r}{r} \right)^{2\varphi^2} \right] \quad (4.5-22)$$

等环流级具有如下特点:

1) 等环流级在轴向间隙中及级后均保持汽流的简单径向平衡,级后汽流均匀,动叶采用扭叶,冲角损失可减少到最小。因此,与同样的  $D/L$  直叶片级相比,具有较高的效率。

2) 反动度沿叶高的变化比较大。

3)  $\alpha_1$ 、 $\beta_1$  沿叶高的变化比较剧烈。

4) 级的做功能力与其他的流型相比要小些。

(2) 等  $\alpha_1$  角流型。静叶出口汽流角沿叶高保持不变,

即  $\frac{\partial \alpha_1}{\partial r} = 0$ , 静叶后间隙中汽流仍满足简单径向平衡方程。

动叶后的间隙中除简单径向平衡方程仍要求满足外,还必须给出补充条件,如在级中  $h_0 = \text{常数}$  等。

等  $\alpha_1$  流型级与等环流级相比,具有如下特点:

1)  $\alpha_1$ 、 $\beta_1$  沿叶高的变化小。

2) 反动度沿叶高的变化较大,比等环流级还严重一些。

3) 当几何尺寸、内径上的比功相同时,具有较大的做功能力。

(3) 等密流流型。等密流流型指静叶出口间隙中汽流的密流 ( $\rho c_z$ ) 沿叶高不变,即  $\frac{\partial (\rho_1 c_{1z})}{\partial r} = 0$ 。

等密流流型静叶出口间隙中仍满足简单径向平衡方程,其动叶出口间隙中的补充条件是沿叶高  $c_2 = c_{2z} = \text{常数}$ ,同时也满足简单径向平衡方程。由此可得到动叶出口间隙中的密流沿叶高也为常数,即  $\rho_2 c_{2z} = \text{常数}$ 。

等密流流型的特点与等  $\alpha_1$  流型比较接近。

其他流型还有:等反动度、等功流型,即  $\rho = \text{常数}$ ,  $c_{1u}r_1 + c_{2u}r_2 = \text{常数}$ ;等轴向速度、连续流型,即  $c_{1z} = \text{常数}$ ,  $\Delta G_1 = \Delta G_2$  等。

在现代大功率汽轮机的新设计中,上述简单径向平衡的流型已很少采用。

## 2.3 完全径向平衡方程的求解

### 2.3.1 完全径向平衡方程

径向平衡方程式 (4.5-10) 在忽略单位质量流体上的质量力、叶片力下可进一步推导出各种不同形式的表达式,通常有如下两种:

(1) 用滞止焓和熵表示的径向平衡方程。如果流动是定常、轴对称的,径向平衡方程式可写成

$$c_z \frac{\partial c_z}{\partial r} = -\frac{c_u}{r} \times \frac{\partial (c_u r)}{\partial r} + \frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} \quad (4.5-23)$$

式 (4.5-23) 表明,轴向分速  $c_z$  沿径向的变化不仅与环量  $c_u r$ 、滞止焓  $h$  和熵  $s$  的径向分布有关,而且还与流线形状,即流线的曲率项  $c_z \frac{\partial c_r}{\partial z}$  有关。

(2) 用密度和压力梯度表示的径向平衡方程式。引入子午流线的概念并规定曲率半径的正负向后,流线在子午面上的投影及曲率半径见图 4.5-15。

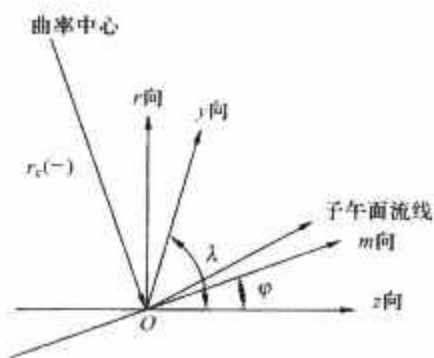


图4.5-15 流线在子午面上的投影及曲率半径

在稳定、轴对称的条件下,径向平衡方程式可写为

$$\frac{\partial p}{\rho \partial r} = \frac{c_u^2}{r} + c_m^2 \left( \frac{\cos \varphi_m}{r_m} - \frac{\sin \varphi_m}{c_m} \times \frac{\partial c_m}{\partial m} \right) \quad (4.5-24)$$

### 2.3.2 径向平衡方程的求解

通常采用流线曲率法或通流矩阵法求解径向平衡方程式。

### 2.3.2.1 流线曲率法

流线曲率法一般用来求解  $S_2$  流面的流动,也可用来求解  $S_1$  流面的流动。

应用子午流线的概念,认为子午流线是可以求作的。初始流线的位置是假定的,通过迭代,逐次逼近最后得到满足精度要求的流线位置、流线的曲率和斜率,并求解径向平衡方程。

在轴对称和稳定流的条件下,径向平衡方程式如式(4.5-24)所示,即

$$\frac{\sin\varphi_m}{c_m} \times \frac{\partial c_m}{\partial m} = \frac{\frac{\sin\varphi_m}{r} \left( 1 + M_m^2 + \frac{r}{r_m} \times \frac{1}{\cos\varphi_m} \right) + \tan\varphi_m - \frac{\partial\varphi_m}{\partial r}}{1 - M_m^2} \quad (4.5-25)$$

引入子午向参量,最后求得

$$\frac{dp}{\rho dr} = \frac{c_u^2}{r} - c_m^2 \left[ (1 + \cot\lambda \cot\varphi_m) \frac{\sin\varphi_m}{c_m} \times \frac{\partial c_m}{\partial m} - \frac{1}{r_m} (\cos\varphi_m - \cot\lambda \sin\varphi_m) \right] \quad (4.5-26)$$

其中

$$\begin{aligned} & \frac{\sin\varphi_m}{c_m} \times \frac{\partial c_m}{\partial m} \\ &= \frac{\sin^2\varphi_m}{r} \left[ 1 + M_m^2 + \frac{r}{r_m} \times \frac{\cot(\lambda - \varphi_m)}{\sin\varphi_m} + \frac{\sin\varphi_m \sin\lambda}{\sin(\lambda - \varphi_m)} \times \frac{\partial\varphi_m}{\partial r} \right] \\ & \quad (4.5-27) \end{aligned}$$

应用式(4.5-23)也可推导出相应的表达式。

式(4.5-26)就是工程设计中对倾斜计算站较常用的完全径向平衡方程式。与此相对应的连续方程为

$$G = 2\pi \int_{r_i}^{r_e} \mu \rho c_z (1 - \tan\varphi_m \cot\lambda) r dr \quad (4.5-28)$$

式中: $\mu$ 为流量系数,它可作为相对叶高的函数给出。

### 2.3.2.2 通流矩阵法

通流矩阵法也是用来求解圆周向流面(即  $S_1$  流面)和径向流面(即  $S_2$  流面)流动的常用方法。

图4.5-16所示为从任意回转面成型的流片( $S_1$  流面)上取出的一微元体。以该微元体为封闭体系,其体积为  $\delta V$ ,则质量守恒定律(连续方程)表达为  $\frac{d(\rho\delta V)}{dt} = 0$ 。

经推导整理可得

$$\frac{\partial(\tau\rho w_m)}{\partial m} + \frac{\partial(\tau\rho w_\theta)}{\partial\theta} = 0 \quad (4.5-29)$$

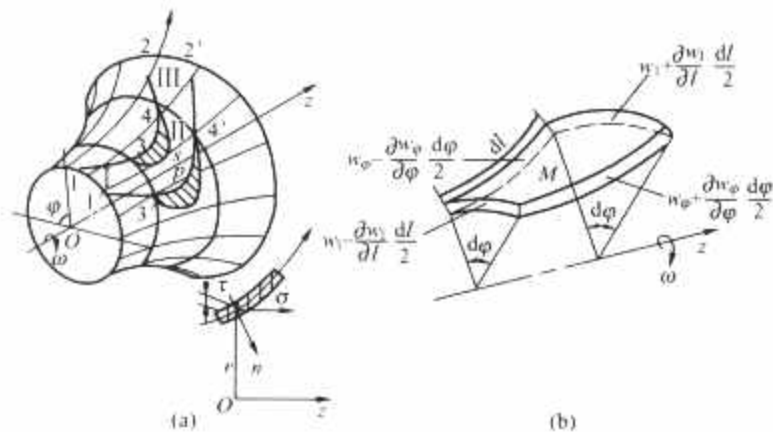


图 4.5-16 微元体示意图

引入流函数  $\psi(m, \theta)$ , 有

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial\psi}{\partial m} &= -\tau\rho w_\theta \\ \frac{\partial\psi}{\partial\theta} &= \tau\rho w_m \end{aligned} \right\} \quad (4.5-30)$$

式(4.5-30)自动满足连续方程式(4.5-29),这时计算流场中任意两点A与B流函数的差值,就等于通过这两点之间的流量。

$S_2$  流面的流动方程,在轴对称条件下利用类似于  $S_1$  流面的流函数概念可推导得

$$\frac{\partial\left(\frac{\partial\psi}{br\rho\partial r}\right)}{\partial r} + \frac{\partial\left(\frac{\partial\psi}{br\rho\partial z}\right)}{\partial z} = \frac{1}{c_z} \left[ \frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial(r c_u)}{\partial r} \right] \quad (4.5-31)$$

上述方程的求解可通过把流动方程写成有限差分形式,然后用松弛法数值求解流函数。

汽轮机的设计应用中,确定流函数分布之前,叶片流道边界和叶片的进口边及出口边位置必须预先规定。设计者必须改变沿径向功的分布,直到取得满意的叶片设计为止。

## 2.4 控制涡流设计

20世纪70年代初,我国开始探讨、试验、研究控制涡流技术,并积极用于叶片级的设计中。至今,控制涡流技术不但在长叶片的设计中广泛采用,而且在高、中压缸的较短叶片级中也有大量的应用。

### 2.4.1 自由涡流与控制涡流

等环流流型在叶片级轴向间隙中流体的内部各流层之间的环量差等于零,从二维流理论来看,叶栅后的流场是一种没有旋涡的流动,故等环流流型又称自由涡流流型。而其他按简单径向平衡法设计的流型,包括等  $\alpha_1$  流型、等密流流型、等轴速流型等,其叶片级轴向间隙中流体内部各流层之间的环量差不为零,都是一种有涡流的流动、故除自由涡流流型之外,其他任意流型都是控制涡流流型。

设计者应用完全径向平衡方程式,按事先给定的环量  $c_u r$  沿叶高的分布规律而得到不同的环量分布,在出口流场就会有不同的旋涡分布和参数分布,从而形成不同的流型,这些流型统称为控制涡流流型。通常,为提高级的效率和增大级的做功能力,设计的级环量沿叶高是增加的。

在汽轮机的叶片级设计中,等环量级的反动度沿叶高变化十分剧烈,环量沿叶高增加的级可使反动度沿叶高的变化减缓。提高根部反动度,降低顶部反动度,这是实际应用的可控涡流流型。

### 2.4.2 控制涡流级的设计原理

径向平衡方程式(4.5-24)可改写成

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \left( \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{r_m} \cos\varphi_m - c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} \sin\varphi_m \right) \quad (4.5-32)$$

式(4.5-32)表明,在汽轮机级的轴向间隙中,压力或反动度沿叶高的变化  $\partial p/\partial r$  与流线的形状有关,可通过流线的曲率和斜率来改变,如图4.5-17所示。

(1) 子午(子午面)流线向下凹。如图4.5-17(b)所示,静叶出口计算站中截面处于子午流线是下凹的,向下凹的子午流线所产生的离心力起到了减弱周向分速离心力项的作用。在长叶片控制涡流设计中,静叶出口一般有  $\partial p/\partial r > 0$ ,而在短叶片控制涡流设计中也可能产生  $\partial p/\partial r \leq 0$ 。

(2) 子午流线向上凸。如图4.5-17(a)所示动叶出口顶部子午流线的情况,其径向压力梯度  $\partial p/\partial r$  较简单径向平衡时大。因此,在控制涡流级的设计中,动叶出口的子午流线带为上凸状。

(3) 子午流线为轴向的直线。子午流线近似为轴向直线时,  $\partial p/\partial r = \rho c_u^2/r$ , 完全径向平衡方程式就变为简单径向平衡方程。



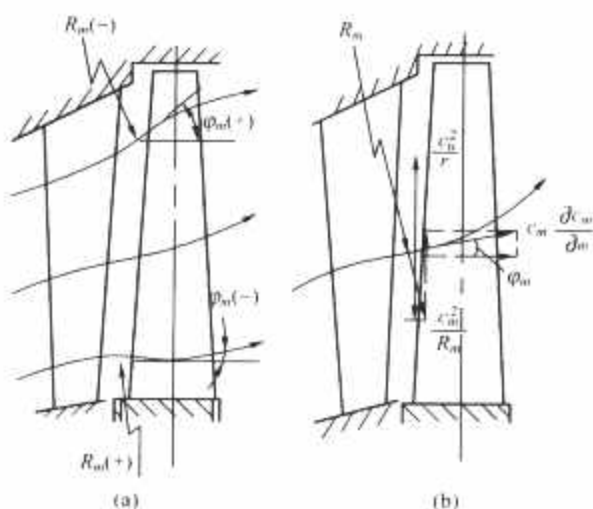


图 4.5-17 径向压力梯度的形成  
(a) 动叶出口顶部的子午流线; (b) 静叶出口  
计算中截面处的子午流线

通常采用的控制涡流流型中, 控制静叶出口处流线为下凹, 动叶出口处流线为上凸。这样, 与等环流级相比, 静叶出口的压力梯度减小, 动叶出口的压力梯度增大。

### 2.4.3 控制涡流设计的气动性能

与等环流级等简单径向平衡设计的级相比, 控制涡流级设计具有如下特点:

#### 2.4.3.1 级效率的提高

(1) 控制涡流级的设计能合理地组织汽流的空间流动, 使叶型设计在较佳的绕流条件和最佳攻角下, 减少型面损失和冲角损失。

(2) 根部反动度的提高使动叶根部进汽角  $\beta_1$  增大, 同时减小了动叶根部汽流的折转角  $\theta$ , 有利于降低根部壁面的横向压力梯度及减小二次流损失, 同时, 还可增加叶型收敛性, 减少型损。根部反动度的提高, 使静叶出口的汽流马赫数下降, 有利于避免静叶根部区域叶栅出口或叶背局部地区出现冲波。同时, 顶部反动度的下降可减小动叶出口相对汽流马赫数  $M_{w2}$ 。

(3) 静叶出口径向压力梯度的减小及根部出口角的加大, 可有效地减少静叶根部的二次流损失, 削弱根部壁面附面层的增厚和分离。

(4) 减少漏汽损失。根部反动度的提高, 有利于减少隔板汽封或静叶根部的漏汽, 并减弱漏汽对主气流的影响; 顶部反动度的下降, 则可有效地减少叶顶处的漏汽损失。

(5) 在长叶片控制涡流级设计中, 根、顶部的反动度差减小, 可使叶片级的根、中、顶部的反动度都处于轮周效率的较佳范围。

#### 2.4.3.2 增加级的做功能力

由于根、顶部的反动度, 马赫数  $M_{a1}$  及  $M_{w2}$  沿叶高的变化趋于均匀, 因此在同样一个最大马赫数的条件下, 控制涡流级的级负荷 (级焓降) 可比等环流级大。加之级效率的提高, 可较大地增加级的做功能力, 相应地减少级数。

#### 2.4.3.3 改善动叶的强度性能和加工工艺性

采用控制涡流设计的级, 有利于减少作用在动叶上的气动力。同时, 动叶顶部进汽角  $\beta_1$  明显减小, 转折角  $\theta$  增大, 从而增加了叶型的刚性和抗弯断面模数, 改善了顶部的抗振及抗弯性能。动叶进汽角沿叶高的变化趋于均匀, 可使动叶的扭曲减小, 从而改善动叶的加工工艺性。

控制涡流级的设计在不同程度上存在着一些不利因素, 应注意克服:

(1) 出口流场的掺混损失。控制涡流级出口压力  $p_2$  和

出口速度  $c_2$  沿叶高的不均匀会增加级后参数的掺混, 并伴随损失。为减少损失, 在排汽扩压器的设计中应特别重视末级出口流场的不均匀性。

(2) 增大排汽速度。控制涡流级一般选用较小的速比 ( $u/c_0$ ) 和级的平均反动度, 使余速增大。出口速度  $c_2$  沿叶高变化, 且一般中径处为轴向排汽时, 根、顶部处就偏离轴向较大, 因此, 应该十分重视控制涡流级的下级静叶的设计, 充分利用上级的余速动能。

### 2.4.4 叶片的切向倾斜和复合倾斜

在前面的讨论中, 径向平衡方程式 (4.5-10), 主要是针对间隙中的计算, 且忽略了叶片力。而实际上, 在叶片槽道中, 叶片力是客观存在的, 有时还是一个起到重要作用的项。在间隙中的计算中, 若要考虑叶片力的影响, 则可综合使用经验公式及径向平衡方程式。

叶片切向倾斜后从两方面影响径向的压力梯度。一方面, 叶片力迫使流线形状改变, 影响流线的曲率和斜率; 另一方面, 叶片力直接作为径向平衡方程中重要的项起作用。与曲率项和斜率项相比, 叶片力的值可以是远超过前两项的值, 并与切向速度的离心力项抗衡, 在叶片力为负值且较大时, 可使径向压力梯度为负值。

如图 4.5-18 (a) 所示, 叶片切向倾斜没有统一的定义, 较直观且使用较普遍的定义是, 以叶片出汽边与内壁面的交点为基准, 过此点作一辐射线, 对直叶片若出汽边与此辐射线一致, 则此直叶片的倾斜角为 0; 若叶片的内弧面朝内径方向倾斜成锐角, 此时叶片出汽边与辐射线的夹角为正值, 称为正倾斜; 反之, 为负倾斜。当叶片的出汽边为任意曲线时, 用此曲线在该点的切线与辐射线的夹角来衡量。

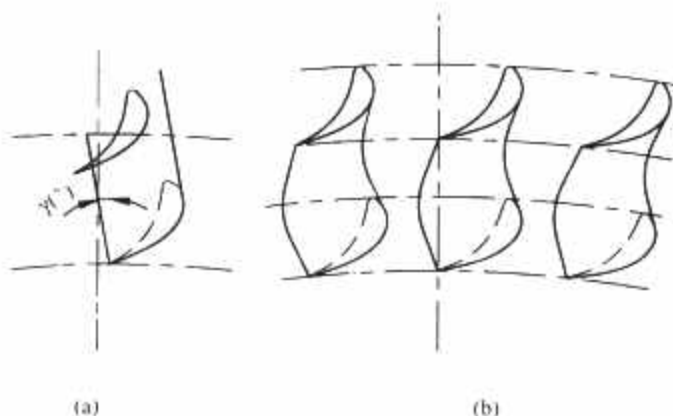


图 4.5-18 叶片倾斜角定义及正弯叶片  
(a) 叶片倾斜角定义; (b) 正弯叶片

静叶片正倾斜后, 叶片对汽流的作用力向内 (叶片力项为负值), 流线向内径方向移动, 静叶后的流线下凹, 叶片力项使径向平衡压力梯度减小。这种压力分布抑制了叶片根部叶面附面层中的工质向叶片端部的串流, 从而抑制了根部附面层的堆积和脱流, 达到减少根部二次流损失和端部损失的目的。相反, 正倾斜的叶片在叶顶区域的叶片力和减小的压力梯度会加剧附面层的堆积和脱流, 使端部损失有所增加。反之, 对负倾斜的直叶片, 会形成根部、端部损失增加与顶部损失下降。复合倾斜叶片为根部正倾斜, 顶部负倾斜的叶片。通常把根、顶部采用相反方向倾斜的叶片称为弯曲叶片。上述根部正倾斜, 顶部负倾斜的复合倾斜叶片称为正弯叶片 [见图 4.5-18 (b)]。正弯叶片可使压力沿叶高成 C 形分布, 较大幅度地减少叶片根部及顶部的端损, 从而提高叶栅效率和级效率。弯曲叶片除对叶栅的损失产生影响外, 对叶栅的出口角、栅后径向压力梯度等参数也产生一定的影响。倾斜叶片及正弯曲叶片已广泛用于汽轮机通流部分的各

级设计中, 倾斜的静叶其倾斜角一般采用 $-7^{\circ} \sim +5^{\circ}$ , 正弯叶片可采用根、顶部正、负倾斜角值相同的设计, 倾斜角在几度至 $30^{\circ}$ 多度; 也可采用不同的正、负倾斜角值, 根部的值较大, 顶部的值较小, 甚至为零。叶片弯曲和其他减少二次流损失的技术措施往往结合起来应用, 如弯扭叶片。

广义的控制涡技术应包括叶片力的作用。

综上所述, 影响叶片力或流线形状的因素很多, 如: 叶片厚度的变化, 叶片的轴向及周向倾斜, 流道的子午壁面形状, 静、动叶几何出口角沿叶高的变化规律等。常用的控制途径主要有三种。

(1) 边界的控制。通过改变子午壁面的形状, 即近端部流线的曲率和斜率来控制反动度沿叶高的变化, 这对近边界的区域, 效果是明显的。目前, 在长叶片的设计中, 广泛采用这一技术, 但该技术应用的同时受到设计、工艺等条件的限制。

(2) 密流控制法。改变静、动叶出口角或环量沿叶高的变化规律。作为正问题给出不同的出口角 $\alpha_1$ 、 $\beta_2$ 沿叶高的变化规律, 作为反问题给出不同的环量( $c_{1u}r_1$ 及 $c_{2u}r_2$ )沿叶高的变化规律, 可以得到各种不同的流型。所希望的流型是能提高根部反动度、降低顶部反动度、反动度沿叶高增加减慢的流型。为此, 一般 $\alpha_1$ 沿叶高的变化为反扭, 即随半径的增大,  $\alpha_1$ 值减小;  $\beta_2$ 沿叶高的变化为正扭。

(3) 叶片的切向倾斜和复合倾斜控制。该途径主要是通过改变叶片对汽流的作用力来改变槽道内的静压梯度。试验证明, 仅静叶栅反扭的叶片级或正倾斜静叶级, 在静叶根部二次流减少的同时, 会增大静叶顶部的二次流损失。为改变这些不利因素, 常用沿叶高有不同扭曲程度和复合倾斜的静叶。

在现代汽轮机的设计中, 无论是末级长叶片还是调节级短叶片, 合理综合使用上述三种方法可以获得更佳的效果。

图 4.5-19 所示为一直叶片静叶环形叶栅在不同倾斜角下的能量损失系数沿叶高变化的试验曲线。此环形叶栅的主要几何参数及试验气动参数如下: 内径 $D_i=810\text{mm}$ , 叶高 $L=69\text{mm}$ , 叶宽 $B=42.033\text{mm}$ , 弦长 $b=60\text{mm}$ , 安装角 $\alpha_s=43.5^{\circ}$ , 叶片数 $Z=70$ , 进汽角 $\alpha_0=90^{\circ}$ , 汽流马赫数 $M=0.37$ , 雷诺数 $Re=4.37 \times 10^5$ 。图 4.5-20 所示为叶栅各损失随叶片倾斜角变化的试验曲线。

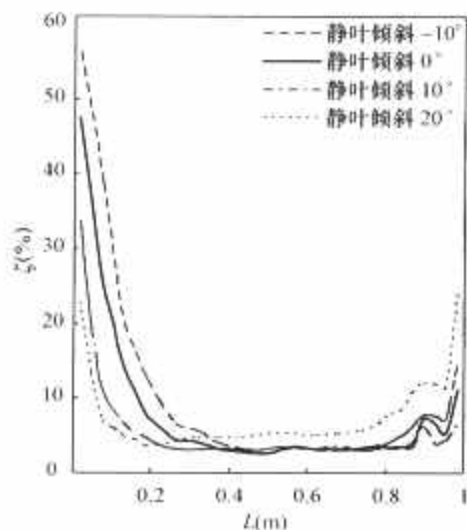


图 4.5-19 静叶在各倾斜角下的能量损失系数沿叶高变化的试验曲线

从上述两幅图中可清楚看出:

(1) 叶片的叶型损失随倾斜角的变化而变化。在零倾斜角附近, 叶型损失变化不大; 当倾斜角增加较多时, 随倾斜角绝对值的增大, 叶型损失明显增加。该现象的形成是由于

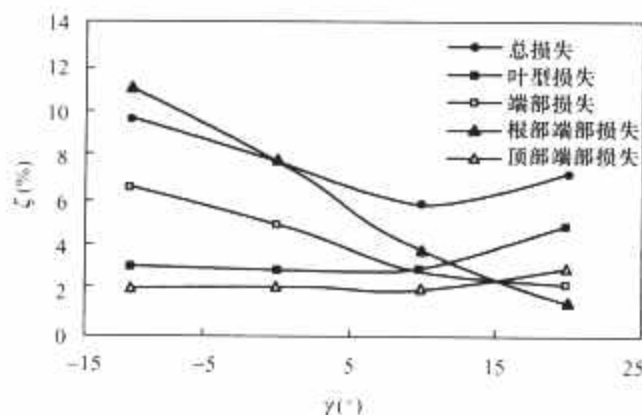


图 4.5-20 叶栅各损失随叶片倾斜角变化的试验曲线

直叶片的倾斜过大, 造成圆柱面的叶型有较大的变化, 继而恶化了叶栅的绕流特性。

(2) 根部的端部损失随正倾斜角的增大而减小, 随负倾斜角的增大而增大, 其变化十分明显。顶部的端部损失在 $\pm 10^{\circ}$ 的倾斜角范围内几乎不变; 倾斜角大于 $+10^{\circ}$ 时, 随正倾斜角的增大, 顶部端部损失才增大, 其变化程度相对根部端部损失而言较小。倾斜角为 $-10^{\circ} \sim +20^{\circ}$ 的试验范围时, 平均端部损失是逐渐减小的。

(3) 叶片的总损失并不是正倾斜角越大越好。对试验的直叶片而言, 在 $+10^{\circ}$ 附近损失值最小, 这是叶型损失与端部损失综合的结果。

图 4.5-21 所示为出口汽流角沿叶高分布的试验曲线。从图中可见, 正倾斜时, 根部出汽角比叶片径向布置时有所增加, 顶部出汽角却有相反的趋势; 负倾斜时, 根部出汽角与叶片径向布置时相比变化不大, 顶部出汽角变化却较大。这是由于叶片力造成流线逼动的结果, 和理论计算结果是一致的。

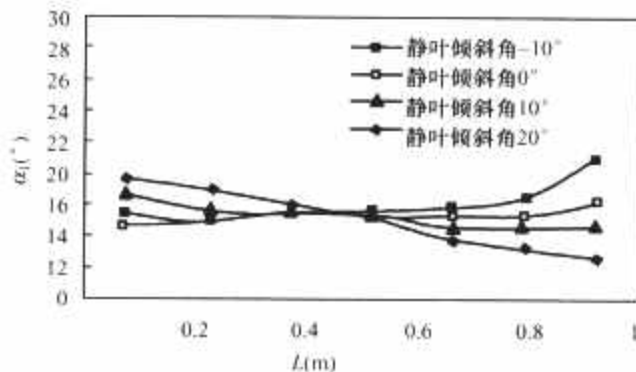


图 4.5-21 出口汽流角沿叶高分布的试验曲线

## 2.5 N-S 方程及数值求解

Navier-Stokes (N-S) 方程是连续介质流体力学最基本的方程, 是流体运动的质量方程、动量方程和能量守恒定律的严格数学形式, 是流体动力学研究的理论基础。N-S 方程可以描述湍流流动, 直接求解 N-S 方程是研究湍流的一个途径。

与工程相关的流体力学问题几乎不可能得到解析解。计算流体力学 (CFD) 的目标是如何高效和高精度地数值求解各种边界条件下的流体和气体动力学方程。由于受计算机速度、计算方法和计算理论等方面的限制, 目前还没有完全达到这个目标。N-S 方程有多种简化形式, 这些简化方法不仅在理论上具有研究价值, 而且在许多工程问题上也有重要的应用价值。计算流体力学就是从求解各类简化方程开始, 并逐步发展起来。

目前, 有关叶轮机械的 CFD 计算, 广泛使用的是国内外各研究机构、大专院校基于 N-S 方程开发的商用软件。



其中,使用较广的有 Numeca Fine/Turbo、Fluent、TASC-flow (CFX-5)、Denton 3D 等。

必须指出,CFD 的应用有个前提,即相应的软件要可靠,计算要有一定精度。这就涉及 CFD 软件的验证和确认问题。软件验证和确认,需要对软件进行严格地测试,进行大量的对比性计算,特别需要用于 CFD 验证的高精度实验,这是计算流体力学界面面临的重大课题。

### 2.5.1 Navier-Stokes (N-S) 方程

无量纲化的 N-S 方程可写成矢量方程的形式(又称为守恒律形式),即

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} D + S = 0 \quad (4.5-33)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_1 \\ \rho u_2 \\ \rho u_3 \\ \rho E \\ \rho v_1 \\ \rho v_2 \end{bmatrix}, F_i = \begin{bmatrix} \rho u_i \\ \rho u_1 u_i + \delta_{i1} p \\ \rho u_2 u_i + \delta_{i2} p \\ \rho u_3 u_i + \delta_{i3} p \\ \rho H_{ui} \\ \rho v_1 u_i \\ \rho v_2 u_i \end{bmatrix}$$

$$D = -\frac{\partial}{\partial x_i} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{i1} \\ \tau_{i2} \\ \tau_{i3} \\ \tau_{ij} u_j + \bar{\omega}_i(k) - q_i \\ \bar{\omega}_i(v_1) \\ \bar{\omega}_i(v_2) \end{bmatrix}, S = -\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ S_{v1} \\ S_{v2} \end{bmatrix} \quad (4.5-34)$$

$$\text{其中} \quad \bar{\omega}_i(v_m) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{v_m}} \right) \frac{\partial v_m}{\partial x_i} \quad (4.5-35)$$

式中:  $v_m$  为平均运动黏度。

雷诺平均的 N-S 方程,在笛卡尔坐标系中可以写成如下形式,即

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.5-36)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_m) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_m u_i + \delta_{im} p) = \frac{1}{Re} \times \frac{\partial \tau_{im}}{\partial x_i} \quad (4.5-37)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho H u_i) \\ &= \frac{1}{Re} \times \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \tau_{ij} u_j + \left( u + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} - q_i \right] \end{aligned} \quad (4.5-38)$$

以上三个基本方程是无量纲形式。其中,  $\rho$  是密度;  $u_i$  是  $x_i$  方向的速度矢量分量;  $E = e + u^2/2 + k$  和  $H = h + u^2/2 + k$  分别是滞止内能和滞止焓;  $e$ 、 $h$  和  $k$  分别表示内能、比焓和湍动能;  $p$  为压强;  $\tau_{ij}$  是分子和雷诺应力张量的和;  $q_i$  是分子和湍流热流矢量的和。  $\tau_{ij}$  和  $q_i$  计算公式分别为

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k Re \quad (4.5-39)$$

$$q_i = - \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (4.5-40)$$

式中:  $\mu$ 、 $\mu_t$  分别是分子黏度、湍流(涡旋)黏度;  $Pr$ 、 $Pr_t$  分别为层流、湍流普朗特数;  $Re$  为雷诺数。

只要给出笛卡尔直角坐标下的 N-S 方程的数学表达式,实际应用中任意曲线坐标和绕轴作定常旋转的旋转坐标下的

N-S 方程就不难推出。

### 2.5.2 N-S 方程的数值求解

#### 2.5.2.1 计算网格生成

计算流体力学解决任何实际问题都需要生成合适的计算网格。在 CFD 计算中,最理想的情况是计算外形的边界与计算坐标系的某一坐标线相重合,以方便计算空间的数值离散和边界条件的处理,此时的计算坐标系称为适体坐标系或贴体坐标系。当计算外形没有现成的适体坐标系可用时,需要通过坐标变换的方法构造出这样的一个坐标系来,并用这个坐标系将整个计算区域划分成一系列适于计算的微小区域,这个构造过程即称为网格生成。在 CFD 整个计算过程中,计算机内存空间的占用量,整个计算的稳定性、收敛性及计算结果的精度在很大程度上都依赖于网格的生成质量,而且在目前 CFD 工作周期中,网格生成所需人力时间约占一个计算任务全部人力时间的 60%。由此可见,尽可能地提高所生成的计算网格的质量是非常重要的。

对于汽轮机组而言,简单的形状如进、排汽管,复杂的如叶栅、阀门、排汽缸等,不同的求解问题需采用相应的网格生成方法。近年来,随着 CFD 计算能力的提高和网格问题研究的深入,国内外有多家机构组织专人进行了相应的网格生成专用软件的开发。以目前拥有全球商用 CFD 软件领域最大市场份额的 FLUNT 软件为例,它本身就含有 GAMBIT、G/Turbo、T/Grid 三个网格生成软件模块,分别适用于不同的几何形状和求解问题。如 G/Turbo 模块可以准确而高效地生成旋转机械中的各种风扇、转子和静子等的几何模型和计算网格; T/Grid 模块生成的网格不受几何结构复杂性和尺寸的限制,仅需提供边界网格,而无需提供三维实体几何模型。这些网格划分软件功能强大,可高度智能化地选择网格划分方法,处理动/变形及滑动网格;对极其复杂的几何区域划分出与相邻区域网格连续的完全非结构化的混合网格,在边界层附近生成四面体网格,远离边界部分生成六面体网格,充分发挥四面体网格和六面体网格的优点。软件中所带的尺寸函数功能可使用户自主控制网格的生成过程以及在空间上的分布规律,使得网格的过渡与分布更加合理。它还可以导入大多数 CAD/CAE 软件所建立的几何和网格,并具有自动公差修补的几何功能,使得导入的几何质量高,大大减轻了工程师的工作量。有的软件具有强大的网格支持能力,还拥有多种基于解的网格的自适应、动态自适应技术以及动网格与网格动态自适应相结合的技术,能够处理计算域中出现间断面的问题,可以在计算过程中对间断面处的网格自动加密,然后进行再计算,精确地描述类似于冲波、旋涡这一类问题。

#### 2.5.2.2 计算方法

工程实际中的流体力学问题,根据不同的具体特点,可以建立起不同的数学模型。这种数学模型通常用一组给定初始条件与边界条件的微分方程来表示。求解出这类流体力学数学方程的分析解,除了为数不多的几个问题外,大多是相当困难的,往往需要求助于数值计算。流体力学偏微分方程的数值解,由于所用的离散基本原理不同,采用的方法也不同,主要有有限差分法、有限元法和有限体积法,其中,有限体积法是目前在计算流体力学和传热学中应用最为普遍的。

有限体积法又称为控制体积法,其基本思路是:将计算区域划分为一系列不重复的控制体积,并使每个网格点周围有一个控制体积,将待解的微分方程对每个控制体积积分,从而得出一组离散方程。有限体积法要求因变量的积分守恒



对任意一组控制体积都得到满足,对整个计算区域也得到满足。因此,用有限体积法导出的离散方程可以保证具有守恒性,对区域形状的适应性也比有限差分法好,这是有限体积法的优点。有的离散方法,例如有限差分法,仅当网格极其细密时,离散方程才满足积分守恒;而有限体积法即使在粗网格的情况下,也能显示出准确的积分守恒。

若对求解方程进行差分离散,则有向前、向后差分或中心差分等不同形式。显然,对于同一个微分方程,由于采用的差分形式不同,使得差分方程在形式上不是唯一的。采用哪种形式主要取决于对求解所预期得到的精度以及稳定性和收敛性要求。一般来说,中心差分的精度要比向前或向后差分高。

将待解的微分方程组离散成差分方程组后,对每一求解节点赋予合适的物理量(给定初始流场),并给出进、出口及固体边界的约束条件及收敛条件,即可对该方程组进行迭代求解。

### 2.5.2.3 湍流模型

雷诺时均方程法是将非定常的 N-S 方程作时间平均处理。所得出的时均方程中包含了脉动量乘积的时均值未知数,于是方程个数少于未知数个数,如作进一步的时均处理将出现更高阶的脉动量乘积的时均值未知数,方程不可能封闭;要使方程封闭,须作一定的假设。由于对 N-S 方程取平均,从而使得脉动时空的细节抹平,失去了反映流动内部的细节信息,导致了方程的不封闭。为了找回平均过程中失去的紊流流动的细节信息,科学工作者建立和引入了多种紊流模式来弥补失去的信息和封闭时均 N-S 方程,从而对其进行求解。由于不存在一种单一的湍流模型能准确模拟所有工业领域中的流动状况,所以,到目前为止,湍流模型主要有以下几种:零方程模型、一方程模型(Spalart-Allmaras)、双方程模型( $k-\epsilon$  模型、 $k-\omega$  模型)、V2F 模型和雷诺应力模型等。一方程模型可用于空气动力/涡轮机械中有轻微分离现象的超跨音速机翼绕流及边界层流动。目前工程上比较常用的是双方程模型,即  $k-\epsilon$  模型和  $k-\omega$  模型。 $k-\epsilon$  模型和  $k-\omega$  模型又各有几种不同的形式,如  $k-\epsilon$  模型又分标准  $k-\epsilon$  模型、RNG  $k-\epsilon$  模型和可实现的  $k-\epsilon$  模型等; $k-\omega$  模型又分标准的  $k-\omega$  模型和 SST  $k-\omega$  模型。其中,标准  $k-\epsilon$  模型应用广泛,但不适用于具有强烈分离、流线弯曲曲率大及压力梯度较大的场合;可实现的  $k-\epsilon$  模型较适用于具有轴对称性的流动场合;RNG  $k-\epsilon$  模型在剪切流、高应变率、涡流及分离流场合,其性能优于标准  $k-\epsilon$  模型; $k-\omega$  模型适用于广泛的有压力梯度的边界层流动,它有几个子模型选项,考虑压缩性的影响,可应用于过渡区域和剪切流动的修正;V2F 模型适用于 3D 低雷诺数边界层流动,在喷气冲击及分离流动中对湍流具有优异的预测性,而  $k-\epsilon$  模型则无法做到。雷诺应力模型是物理意义最清晰的模型,它直接考虑了黏性的各向异性、历史的影响、雷诺应力的传输等,但是它需要较多的辅助模型来构成控制方程组,而且它的使用代价较高且难于收敛,因此比较适用于流线曲率变化剧烈、旋涡及旋转等复杂的 3D 流动。使用者可根据不同的流动状态进行湍流模型的选用,并不断积累经验。

## 3 进、排汽缸的气动设计

汽轮机的主汽阀,调节阀,中联阀及各进、排汽缸的气动性能同样会对汽轮机的机组效率、热耗产生影响。因此,提高这些通流部件的气动性能越来越得到人们的重视。设计人员对这些部件除采用三维程序优化设计外,还可通过试验

研究来改进设计。

进汽缸一般有径向进汽与切向进汽两种进汽形式,但采用较多的是径向进汽。进汽缸把主蒸汽管或连通管中的蒸汽导入蒸汽室或各缸的进汽腔室,导入过程中伴随着能量损失。因此,进汽缸的设计中,除注意选取合理的进汽速度外,还应注重汽流在缸内的流动过程,避免截面积的突变、过度的加速或扩压,必要时可加装导流装置,以减少多余的容腔增加的涡流损失。

汽轮机低压排汽缸是汽轮主机中最重、最庞大的部件。对它的刚度、强度、工艺性、起吊安装、运输及空气动力性能等的要求通常是相互矛盾的。低压排汽缸的内部汽流结构复杂,用理论方法求解这样一个亚音速(有时为亚音-超音混合)、黏性、三维、非定常的两相流动是较为困难的。要设计出具有良好气动性能的排汽缸,模化试验仍不失为一种较有效的方法。下面推荐的设计参数的选取就是基于试验数据之上的。

### 3.1 排汽缸的几何参数及气动性能

排汽缸由扩压器和涡壳两部分组成。扩压器有九个以上的几何参数,涡壳有六个,见图 4.5-22。

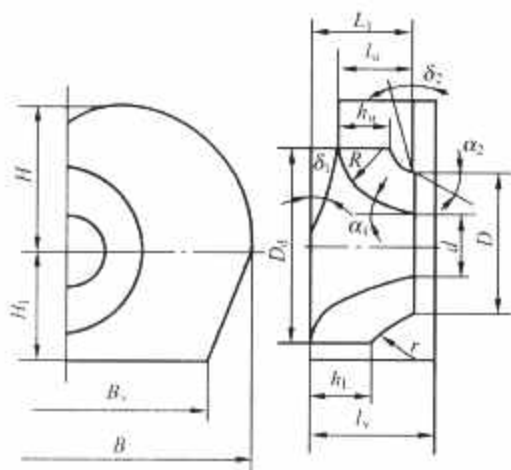


图 4.5-22 排汽缸结构参数示意

为了表述和使用曲线图表方便起见,所有几何参数都可表示为与  $D$  相比的无量次量,如  $\bar{d} = d/D$ ,  $\bar{D} = D_0/D$  等。

衡量排汽缸和扩压器空气动力性能的指标有两个,即总损失系数  $\zeta$  和排汽截面汽流不均匀系数  $\chi$ 。

#### 3.1.1 总损失系数

总损失系数为排汽缸或扩压器中损失的动能(包括出口余速损失)与进口动能之比。当汽流为低亚音速时,其总损失系数为

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2}{\frac{1}{2} \rho_1 c_1^2} \quad (4.5-41)$$

式中:  $p_1^*$  为排汽缸或扩压器的汽流进口总压;  $p_2$  为排汽缸或扩压器的汽流出口静压;  $\rho_1$  为排汽缸或扩压器的汽流进口密度;  $c_1$  为排汽缸或扩压器的汽流进口速度。

当汽流马赫数大于 0.3 时,必须考虑可压缩性的影响。此时总损失系数为

$$\zeta = \frac{1 - (p_2/p_1^*)^{(\kappa-1)/\kappa}}{1 - (p_1/p_1^*)^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (4.5-42)$$

式中:  $\kappa$  为气体等熵指数。

#### 3.1.2 排汽截面汽流的不均匀系数 $\chi$

排汽截面汽流不均匀系数的定义式为

$$\chi = \frac{K_2}{K_2} \quad (4.5-43)$$

式中:  $K_2$  为排汽截面各点动压头的平均值;  $\bar{K}_2$  为排汽截面各点动压头按流量平均的平均值。

排汽缸设计的原始数据包括排汽缸进口汽流参数和几何参数。

进口汽流参数包括压力  $p_1$ 、温度  $T_1$ 、末级动叶出口马赫数值  $M_{22}$  和出汽角沿叶高分布。

几何参数则包括扩压器进口内径  $d$  和外径  $D$ 、扩压器下部轴向长度  $L_1$  和上半部轴向长度  $L_0$ 、扩压器内弧进口锥角  $\alpha_1$ 、排汽缸出口长度  $L_v$  和宽度  $B$ 。这些参数中, 扩压器内弧进口锥角  $\alpha_1$  要根据轴承座的安装情况与结构设计人员商定; 上半缸扩压器长度  $L_0$  则要根据上半缸起吊方便与否与结构设计者共同确定。

### 3.2 排汽缸的设计方法

如果已有一个空气动力性能良好的排汽缸, 而将要设计的排汽缸与外部连接的几何尺寸及轴向长度允许按此高性能的排汽缸放大或缩小, 则可用模化法。模化比  $M$  为

$$M = \frac{\bar{d}}{\bar{d}_g}$$

$$\bar{d}_g = d/D$$

式中:  $\bar{d}$  为待设计的排汽缸的轮毂比;  $\bar{d}_g$  为气动性能为已知的排汽缸的轮毂比。

由于实际情况的差别, 即使大部分的几何参数可按模化法设计, 也总有些尺寸不能模化。这时要保证几个关键参数的相似, 如扩压器的轴向长度  $L_0$  和  $L_1$ , 扩压器的内背弧进口锥角  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$ , 涡壳上半缸相对高度  $\bar{H}$  和中分面相对宽度  $\bar{B}$ , 因为这些参数对扩压器和排汽缸的空气动力性能影响最大。

下面介绍按已有的试验结果进行的排汽缸设计。

#### 3.2.1 扩压器设计

排汽缸扩压器通常是非轴对称的轴—径扩压器, 其气动性能主要取决于扩压器的扩压比  $n_d$ 。扩压比=扩压器出口面积/扩压器进口面积。最佳扩压比  $n_{d,opt}$  是  $\bar{d}$ 、 $\bar{L}$ 、 $\bar{D}$  三个自变量的函数, 见图 4.5-23。

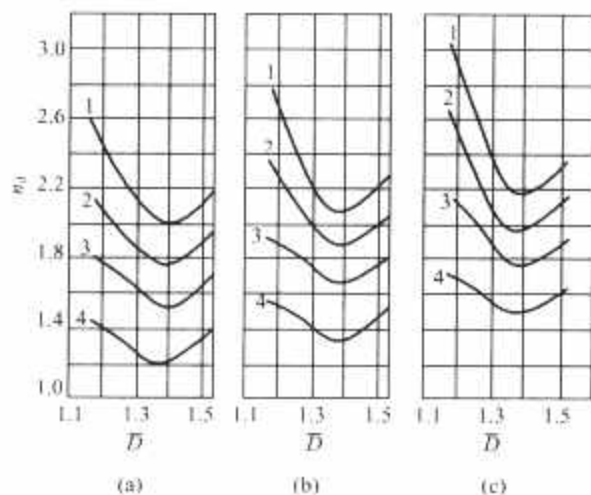


图 4.5-23 最佳扩压比与几何参数关系

(a)  $\bar{d} = 0.4$ ; (b)  $\bar{d} = 0.49$ ; (c)  $\bar{d} = 0.565$ ;

1— $\bar{L} = 0.59$ ; 2— $\bar{L} = 0.51$ ; 3— $\bar{L} = 0.43$ ; 4— $\bar{L} = 0.35$

图中  $\bar{L}$ , 当用于上半缸扩压器时为  $\bar{L}_0$ , 当用于下半缸扩压器时为  $\bar{L}_1$ 。设计时,  $\bar{d}$ 、 $\bar{L}$  是给定的。根据  $\bar{d}$  和  $\bar{L}$ , 选择适当的  $\bar{D}$ , 便可确定最佳扩压比  $n_{d,opt}$  和与  $n_{d,opt}$  相应的扩压器出口宽度  $\bar{h}_0$  和  $\bar{h}_1$ 。试验表明, 在  $n_{d,opt}$  ( $\bar{d}$ 、 $\bar{L}$ 、 $\bar{D}$ ) 曲线中, 当  $\bar{D}$  介于 1.35~1.42 时,  $\bar{D}$  的增大不会使损失系数有明显的降低。因此, 为了减少钢材消耗和提高排汽缸 (特

别上半缸) 的刚度, 可取较小的  $\bar{D}$  值。

由于轴承箱尺寸的限制, 内弧进口锥角  $\alpha_1$ , 一般不能小于  $12^\circ$ , 通常取  $12^\circ < \alpha_1 < 18^\circ$ 。背弧进口锥角  $\alpha_2$  要和  $\alpha_1$  相匹配, 取  $\alpha_2 - \alpha_1$  为  $5^\circ \sim 10^\circ$ 。在保证内、背弧型线出口角  $\beta_1 = \beta_2 = 0$  的条件下, 内背弧型线用尽可能大的圆弧  $R_1$  和  $R_2$  相连。

这样设计的扩压器的总损失系数  $\zeta_0$  与几何参数的关系如图 4.5-24 所示。

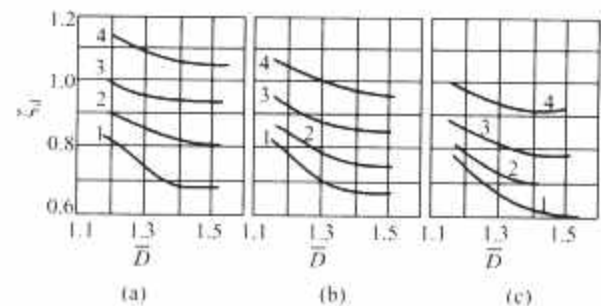


图 4.5-24 汽轮机扩压器的总损失系数与几何参数的关系

(a)  $\bar{d} = 0.4$ ; (b)  $\bar{d} = 0.49$ ; (c)  $\bar{d} = 0.565$

1— $\bar{L} = 0.59$ ; 2— $\bar{L} = 0.51$ ; 3— $\bar{L} = 0.43$ ; 4— $\bar{L} = 0.35$

#### 3.2.2 涡壳设计

涡壳设计时要确定如下几何尺寸: 排汽缸上半部高度  $H$ 、中分面宽度  $B$ 、排汽缸出口宽度  $B_v$  和长度  $L_v$ 、涡壳前后端面倾角  $\delta_1$  和  $\delta_2$ 。涡壳的其余几何参数, 如表征涡壳外形的半径  $R$ 、排汽缸上半部分流片的形状等, 对排汽缸的气动性能都有影响, 但前六个几何参数对排汽缸的气动性能影响最大。

由气动性能看, 涡壳前端倾角  $\delta_1$  最好为  $0^\circ$ , 这时上半缸扩压器的长度最大, 对提高扩压器的气动性能有好处。但由于上半缸的起吊、轴承箱的安置以及油管的布置等因素的作用,  $\delta_1$  往往不允许为  $0^\circ$ 。因此,  $\delta_1$  通常是由结构决定的。涡壳后端板倾角  $\delta_2$  随前端板倾角  $\delta_1$  和上半缸高度  $H$  的不同而不同, 通常取  $\delta_2 < 20^\circ$ 。

排汽缸中分面宽度  $B$  的选取由扩压器长度  $L$  和扩压器出口直径  $D_d$  决定。为了保证排汽缸的气动性能足够好,  $B$  应满足  $2.0 < \bar{B} < 2.6$ 。

上半缸高度  $H$  的选择和扩压器长度  $L$ 、扩压器出口直径  $D_d$ 、排汽缸中分面宽度  $B$  有关。令  $K = D_d/H_{opt}$  ( $H_{opt}$  为上半缸最佳高度), 则  $\bar{K}$  和  $\bar{L}$  的关系如图 4.5-25 所示。

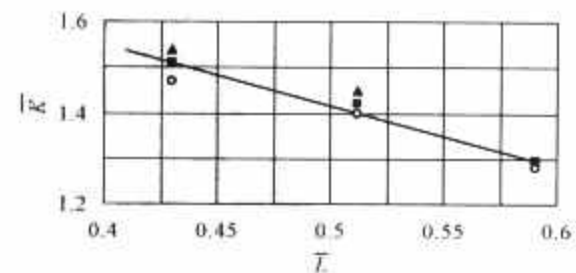


图 4.5-25 涡壳径向尺寸和扩压器外形尺寸的关系

已知扩压器长度  $\bar{L}$ , 由图 4.5-25 即可得到比例系数值  $\bar{K}$ 。从而, 由定义  $\bar{H} = 2H/D$  可得

$$\bar{H}_{opt} = 2\bar{D}/\bar{K}$$

排汽缸出口面积为  $B_v L_v$ , 与中分面宽度有关。若涡壳的扩压比为  $n_v$ , 扩压器的扩压比为  $n_d$ , 则  $n_v/n_d$  与  $B$  的关系曲线如图 4.5-26 所示。



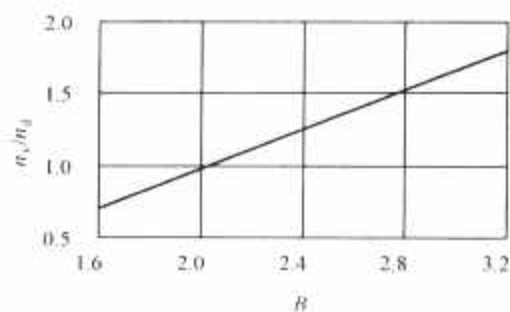


图 4.5-26 涡壳中分面宽度和扩压比之间的关系

## 4 气动试验

### 4.1 平面叶栅试验

平面叶栅风洞是研究透平机械叶片气体动力学最基本的试验设备之一。平面叶栅试验的目的为：

- (1) 研究各种叶栅的气动性能（损失和出汽角等）。
- (2) 评价叶栅绕流计算的正确性。
- (3) 提供用速度三角形法计算汽轮机级的试验数据。
- (4) 研究各种几何参数和气动参数对叶栅特性的影响以及阐明叶栅中汽流流动产生的各种物理现象等。

图 4.5-27 所示为平面叶栅风洞简图。测量压力的仪表可选用 U 形压力表，也可选用压力变送器。测针必须在校正风洞上进行校正。对超音速叶栅也可以安装纹影仪和干涉仪。

风洞调整时，流场要满足栅前速度的不均匀度及栅前汽流方向的偏斜符合要求值。

选择叶片高度和叶片数目时应保证栅后汽流至少沿两个节距在叶栅中间有一定高度的主流区。这一区域中的汽流流动不受风洞两半圆盘附面层和两侧叶片附面层的影响，试验叶栅的叶片数一般不少于 8 只，叶栅的高弦比一般大于 1.5~2.0。

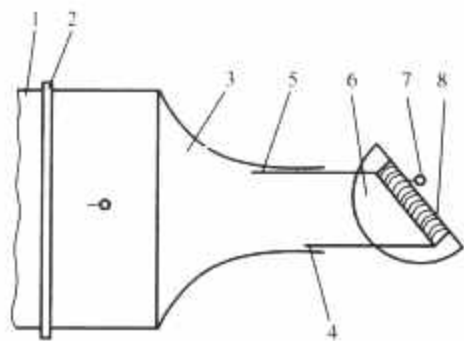


图 4.5-27 平面叶栅风洞

1—筒体；2—整流器；3—收敛器；4、5—上、下端板；  
6—半圆盘；7—测针；8—试验叶栅

栅前总压一般可直接在收敛器前的稳压筒体中测量。栅后测针离叶片出汽边额线的法向位置可在  $(0.2 \sim 0.5)b$  的范围内选定， $b$  为叶片的弦长。

对出汽直接排入大气的开式风洞而言，栅后静压  $p_{21}$  一般可取用大气压。总压的测量采用总压测针，栅后也可采用梳状总压测针。

为获得叶栅的绕流特性，在叶栅中间一个叶片中截面的内背弧上或在叶栅中间组成一个流道的两个相邻叶片的内背弧上，沿周界钻  $\phi 0.3$  的测压小孔。一般，50~60mm 弦长的叶片，钻孔 30~40 个。计算出测压孔的压力系数可以绘制压力分布曲线，通过它可以对叶栅中产生的各种损失的原因进行分析，从而改进叶栅的几何结构，提高叶栅效率。

### 4.2 环形叶栅试验

环形叶栅试验的目的：

- (1) 评价叶列三微流场分析方法计算的正确性。
- (2) 为用速度三角形法计算汽轮机级提供试验数据。
- (3) 研究损失系数和汽流出口角沿叶高的变化。
- (4) 研究二次流损失，附面层的生长、发展、堆积和损失的分布。
- (5) 研究各种叶型扭曲规律对汽流参数的影响，各种气动参数和几何参数对环形叶栅特性的影响以及阐明环形叶栅汽流中的各种物理现象。

有时为了节省，试验环形叶栅不做成整圈，而是做成部分进汽的扇形弧段，此时必须仔细设计进口管道，保证叶栅中间至少两个叶片进口参数是均匀分布的，同时也必须很好地设计出汽管道。

### 4.3 单级、多级空气汽轮机试验

处于过热区的汽轮机级都可在单级或多级空气汽轮机上进行级性能的试验，因为在这些级中汽流的速度都为亚音速，从而可以用空气作为工质进行试验，绝热指数的影响可以修正或不考虑修正。空气模拟透平可以是单级的或多级的，开式的或闭式的。模拟级的尺寸可以是缩小的，也可以与实物级的一样。

空气模拟汽轮机试验的目的为：

- (1) 比较各种汽轮机级的性能。
- (2) 评价汽轮机设计方法及流场计算方法的正确性。
- (3) 提供模拟汽轮机级的设计方法，计算汽轮机级的试验数据。
- (4) 研究各种几何参数和气动参数对汽轮机级特性的影响。
- (5) 研究汽轮机级的变工况特性，阐明汽轮机级中气体流动产生的各种物理现象。

图 4.5-28 所示为单级模拟试验汽轮机。

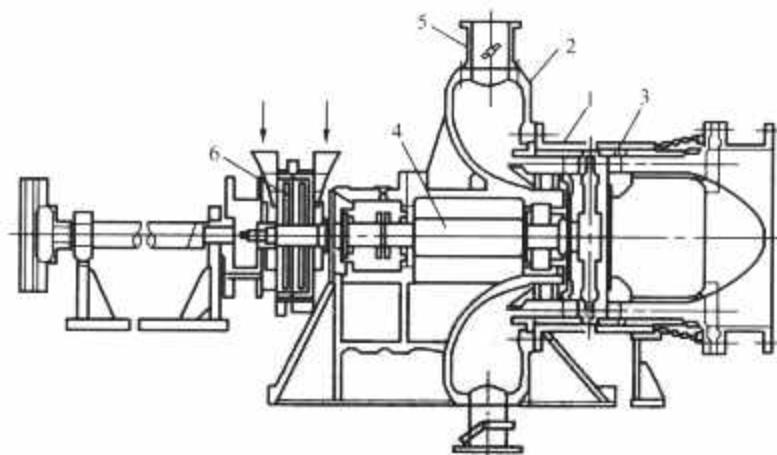


图 4.5-28 单级模拟试验汽轮机

1—汽缸；2—轴承座和排汽缸；3—可换部件通流部分，  
安装有测量仪器；4—转子；5—周向的 5 个  
排汽阀；6—双盘水力测功器

流量测量的节流装置安装在汽轮机进口前的管道上。静叶前，动叶后及静、动叶间均开设壁面静压测孔和安装测针坐标架让测针进入流道中。除此之外，测量系统中还安装有测功装置、转速测量装置和大气压力计等。

常用的压力测量仪表有 U 形压力表和倾斜式微压计，温度测量仪则用刻度为  $0.1^\circ\text{C}$  的水银温度计，转速测量使用测速头和频率计，力的测量装置则用磅秤和砝码。用电子计



算机采集并计算时的测量仪表中,测量压力用压力变送器,温度用热电偶,力用力变送器,大气压力则用压力变送器等。

所有的仪表在试验前必须校验。另外,还应认真检查测压管道的密封性及管道是否阻塞。

试验汽轮机的监测系统有危急保安装置、当主汽门关闭前预先打开鼓风机排空阀门连动装置、润滑油温控制装置、油压降低时油泵切换装置、供水力测功器用水的水位报警器和轴承油温报警器等。

试验前测量汽轮机前静叶进口流场时,要求汽流流场径向、周向均匀,级后汽流流场调整到轴向对称,静压不均匀度,即静压不均匀与级压降之比不大于 $0.3\% \sim 0.5\%$ 。

级试验一般在定压比下进行。在特定的几何参数和气动参数下,空气透平试验的内容包括级特性试验,级效率,静叶或级的流量系数,根、顶部反动度与速比的关系分析,流场特性,在一定速比下级前后、静动叶之间的汽流参数研究。

在级前、级间和级后安装三孔或五孔测针用以测量级前、级间和级后沿叶高的气动参数,这些参数是全压、静压、速度和方向。

#### 4.4 蒸汽汽轮机试验

蒸汽汽轮机试验主要研究的对象为调节级、部分进汽的级、跨音速流动的级和湿蒸汽级等。

蒸汽汽轮机试验可分为以下两种:

(1) 过热蒸汽汽轮机试验。过热蒸汽试验汽轮机的主要试验对象为全周进汽或部分进汽的单列级(或复速级)和跨音速级。空气汽轮机的雷诺数一般为 $5.0 \times 10^5$ 左右,而蒸汽轮机高中压缸压力级的雷诺数则达到 $10^6 \sim 10^7$ ,两者相差 $2 \sim 20$ 倍,所以用过热蒸汽进行蒸汽汽轮机试验就有特别的意义。

(2) 低压蒸汽汽轮机试验。低压蒸汽汽轮机试验的主要试验目标是在湿蒸汽区域工作的低压级。低压级的特点是:

1) 由于通流部分子午面的迅速扩张,汽流具有复杂的三维流动性质。

2) 随着叶片高度的增加,叶片顶部圆周速度也增大,叶片顶部的汽流流动会达跨音速。

3) 蒸汽处于湿蒸汽区,为测量蒸汽的状态参数,不仅要测量压力和温度,还要测量蒸汽的湿度。

4) 在湿蒸汽区域工作的级,特别是末级,由于负荷和背压的变化,其运行条件受到很大的影响。

#### 4.5 流场测量

对运行的汽轮机进行流场测试的目的是评价三维流动气动设计方法的正确性,如测量效率,反动度,级前、级间和级后汽流的温度、压力和汽流的方向;测量级的湿度,验证三维二相流动理论;研究末级在各种容积流量和背压下的变工况性能,研究排汽缸、凝汽器等对末级的影响;阐明末级中蒸汽流动产生的各种物理现象。

图4.5-29所示为原北京重型电机厂生产的100MW汽轮机850mm末级流场测点布置及通流图。静叶前安装梳状测针及热电偶,静叶出口根部沿叶栅栅距各开10个 $\phi 2\text{mm}$ 的静压孔,级后安装七孔球形测针(或盘形测针)和热电偶。

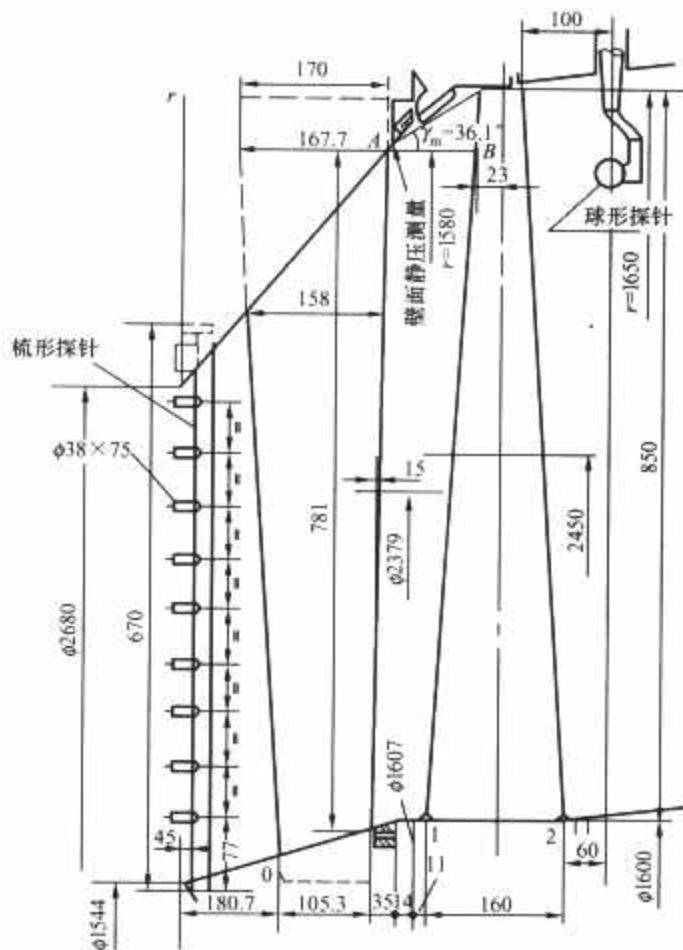


图4.5-29 单缸100MW汽轮机末级流场测点布置及通流图

## 第6章 动叶片

动叶片是汽轮机中的主要零件之一，它的作用是将高速汽流中的能量转换成机械功。动叶片的工作条件和工作环境比较恶劣，既有在高温高压蒸汽中工作的，也有在湿蒸汽中工作的，它不仅受到离心力、蒸汽力和振动交变应力的作用，还受到介质的冲刷和腐蚀。因此，要求动叶片应具有优良的气动性能、足够的强度、完善的振动特性、合理的结构和良好的工艺性，以保证汽轮机长期安全、可靠、经济地运行。

### 1 叶片的结构形式

动叶片通常由叶片工作部分、叶根、叶顶以及叶片连接件等部分组成，见图 4.6-1。



图 4.6-1 动叶片

#### 1.1 叶片工作部分

叶片工作部分是完成能量转换的主要部分，主要有三种形式。

(1) 等截面（直）叶片。截面形状沿叶高相同的叶片简称直叶片，通常用于短叶片中。

(2) 变截面（扭）叶片。截面形状沿叶高不同，截面面积随叶高增加而减小，相邻两截面间有相对扭转的叶片简称扭叶片，通常用于中、长叶片中。

(3) 弯曲（弯扭）叶片。叶片沿叶高切向按一定的规律弯曲，大多数弯曲叶片在相邻两截面间有相对扭转的叶片简称弯扭叶片。弯扭叶片是为了减小叶片的端部损失，改善气动性能，采用三维流动设计方法而得到的一种新的叶片形式。目前，大功率机组高、中压通流中已开始采用此叶片。

#### 1.2 动叶叶根

叶根是将叶片牢固地固定在叶轮或转子上的连接部分，以保证叶片在转子中的位置不变化。叶根有多种形式，它的选取主要取决于强度、加工条件和转子形式。常用的叶根形式见图 4.6-2。

T形叶根结构简单、加工装配方便，但承载能力小，只用于短叶片。在叶片增长，离心力加大的情况下，可采用外包T形叶根、双倒T形叶根以及结构合理、强度好的菌形叶根。以上四种叶根均属于沿圆周切向装配的叶根，叶根在轮槽中采用末叶片或楔块固定。

叉形叶根，结构紧凑、强度好。根据叶片离心力的大小分类，叉型叶根又分为单叉、双叉及多叉形叶根。等强度叉形叶根强度更为合理，大多用于末级叶片中。叉形叶根由径向插入轮槽装配，待叶片打紧装入后，用销钉将叶片固定在轮缘上。

枞树形叶根广泛地应用于大功率汽轮机机组上。一般末两级长叶片采用圆弧或斜齿枞树形叶根，而其他级采用直齿或斜齿枞树形叶根。枞树型叶根结构紧凑、强度好，但配合面多、工艺精度要求高且均为轴向装配。

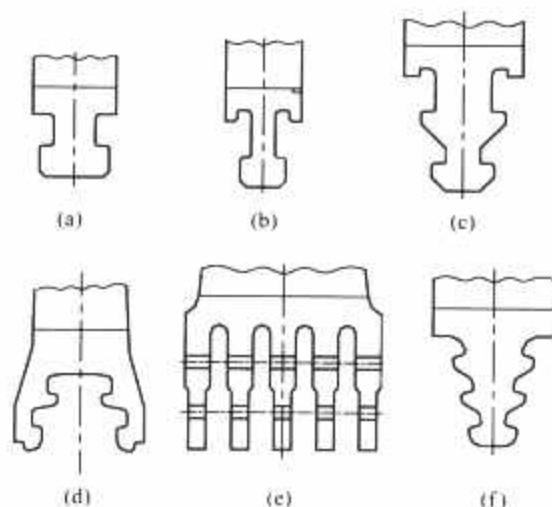


图 4.6-2 叶根形式

(a) T形；(b) 外包T形；(c) 双倒T形；  
(d) 菌形；(e) 等强度叉形；(f) 枞树形

#### 1.3 动叶顶部

常用的动叶顶部有三种结构形式：

- (1) 无围带自由形式，如图 4.6-3 所示。
- (2) 铆接围带形式，如图 4.6-4 所示。
- (3) 自带围带形式，如图 4.6-5 所示。

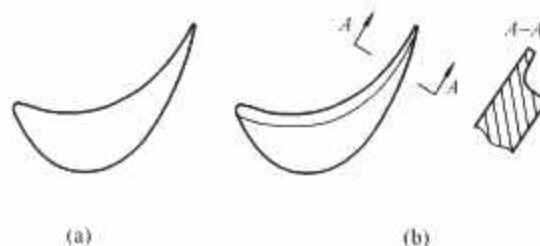


图 4.6-3 无围带自由形式

(a) 叶顶不减薄；(b) 叶顶减薄

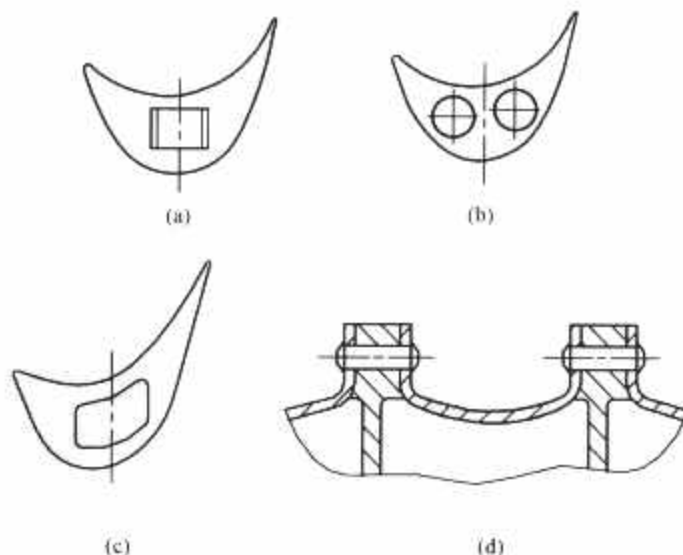


图 4.6-4 铆接围带形式

(a) 单个方形铆钉；(b) 两个圆形铆钉；  
(c) 型线铆钉；(d) 拱形围带形式

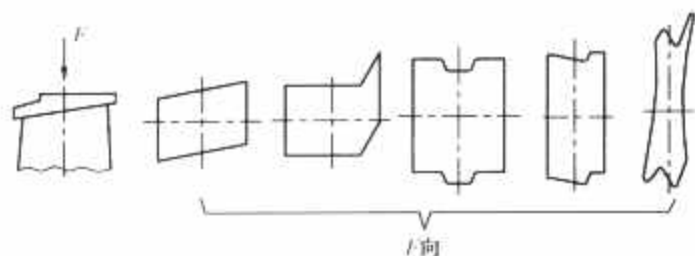


图 4.6-5 自带围带形式

## 1.4 连接件及其连接形式

### 1.4.1 连接件

叶片间的连接件通常有围带和拉筋，它们的作用是调整叶片自振频率和降低叶片的动应力，同时围带还有减少叶顶漏汽的功能。

围带有铆接围带 [见图 4.6-4 (a) ~ (c)]、拱形围带 [见图 4.6-4 (d)] 和自带围带 (见图 4.6-5) 三种结构形式。铆接围带铆钉孔形式有圆形、方形和型线形。

拉筋结构有实心圆形、空心圆形、半剖圆形及凸台拉筋等。

### 1.4.2 连接形式

装于同一叶轮上的叶片的连接形式有三种。不采用围带、拉筋连接的叶片称为单只叶片或自由叶片。用围带、拉筋将几只叶片连在一起组成的叶片组称为成组叶片。全级叶片连接成一整圈的称为整圈连接，它可以通过松拉筋、交叉网状拉筋、Z 形拉筋、凸台拉筋、拱形围带、自带围带等结构来实现。

目前，叶片设计中广泛采用自带围带的叶片结构形式。在中、短叶片中，常利用碰撞和预扭装配形成整圈两种结构形式；对长叶片则利用叶片扭转恢复，使叶片产生自锁效应来形成整圈的结构形式。由于碰撞、摩擦和整圈连接效应，叶片的阻尼增加，动应力比自由和成组叶片大大降低，从而提高了叶片的安全可靠性。同时，围带采用内斜外平的结构 (见图 4.6-5) 可以改善通流部分的气动性能。

## 1.5 特殊的叶片结构

当机组采用喷嘴调节时，由于喷嘴分组和部分进汽的影响，调节级动叶将受到比较复杂的激振力作用，从而引起较大的振动应力，严重威胁着调节级叶片的安全运行。因此，大功率机组的调节级叶片都采用一些特殊的结构来增加叶片的强度、刚度和减小动应力。例如，采用两只或三只叶片联为一体的双胞胎、三胞胎叶片形式，以及自带围带加铆接围带的双层围带结构形式，这些都是目前大功率机组采用的典型结构。图 4.6-6 所示为三只叶片联为一体的三叉三销钉三联叶片。

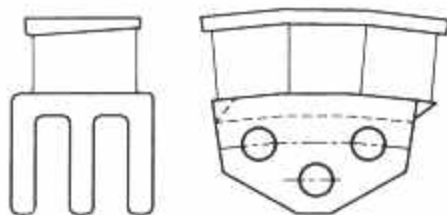


图 4.6-6 三叉三销钉三联叶片

## 2 动叶片强度计算

动叶片工作时受汽流力和高速旋转产生的离心力的作用。通常取额定转速进行强度计算，按应力最大工况进行安全校核。

### 2.1 叶片拉应力计算

#### 2.1.1 等截面叶片拉应力计算

叶片工作部分离心力  $F_{cb}$  按式 (4.6-1) 计算，即

$$F_{cb} = \rho \omega^2 A l_b R_m \quad (4.6-1)$$

$$\omega = 2\pi n_s$$

式中： $\rho$  为叶片材料密度， $\text{kg/m}^3$ ； $\omega$  为角速度， $\text{rad/s}$ ； $n_s$  为转速， $\text{r/s}$ ； $A$  为叶片工作部分截面面积， $\text{m}^2$ ； $l_b$  为叶片高度， $\text{m}$ ； $R_m$  为叶片平均截面处半径， $\text{m}$ 。

叶片工作部分根部截面的拉应力最大，其值用式 (4.6-2) 计算，即

$$\sigma_l = F_{cb}/A = \rho \omega^2 l_b R_m \quad (4.6-2)$$

若围带、拉筋的离心力分别为  $F_{cs}$ 、 $F_{cw}$ ，那么，根部截面的拉应力为

$$\sigma_l = (F_{cb} + F_{cs} + F_{cw})/A \quad (4.6-3)$$

#### 2.1.2 变截面叶片拉应力计算

如图 4.6-7 所示，变截面叶片  $z_1$  截面以上叶型部分的离心力为

$$F_{cb} = \rho \omega^2 \int_{z_1}^{l_b} A(z) (R_r + z) dz$$

$$= \rho \omega^2 l_b^2 \int_{\xi_1}^1 A(\xi) (R_r/l_b + \xi) d\xi \quad (4.6-4)$$

$$\xi = z/l_b$$

$$\xi_1 = z_1/l_b$$

$z_1$  截面的拉应力为

$$\sigma_l = (F_{cb} + F_{cs} + F_{cw})/A(z_1) \quad (4.6-5)$$

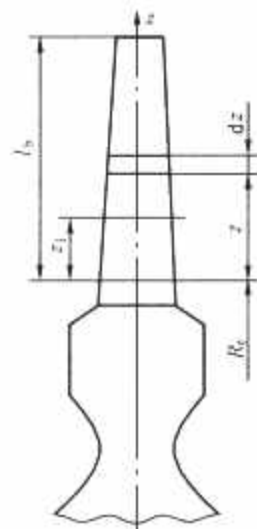


图 4.6-7 变截面叶片示意图

### 2.2 蒸汽弯曲应力计算

蒸汽作用在每个叶片截面上的力和力矩见图 4.6-8。

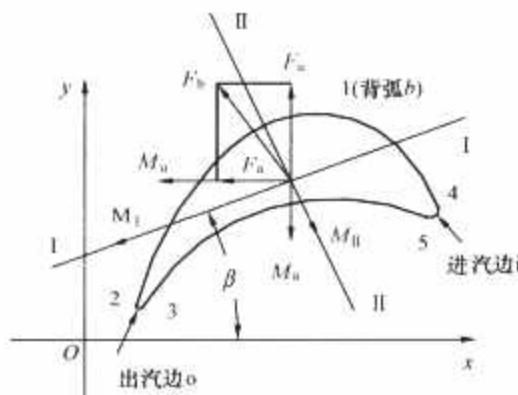


图 4.6-8 蒸汽作用在叶片截面上的力和力矩

图 4.6-8 所示的各项力中，切向作用力为

$$F_u = G_b (c_{1u} - c_{2u}) / e Z_b \quad (4.6-6)$$

或

$$F_u = G_b h_u \times 10^3 / u e Z_b = P_u \times 10^3 / u e Z_b \quad (4.6-7)$$

轴向力为

$$F_a = G_b (c_{1a} - c_{2a}) / e Z_b + (p_1 - p_2) l_b \times 10^6 \quad (4.6-8)$$

合力为

$$F_b = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad (4.6-9)$$

式中： $G_b$  为动叶流量， $\text{kg/s}$ ； $c_{1u}$  为静叶出口汽流切向速度， $\text{m/s}$ ； $c_{2u}$  为动叶出口汽流切向速度， $\text{m/s}$ ； $e$  为部分进汽度； $Z_b$  为动叶只数； $h_u$  为级的轮周焓降， $\text{kJ/kg}$ ； $P_u$  为级的轮周



功率, kW;  $u$  为动叶平均直径处的圆周速度, m/s;  $c_{1a}$  为静叶出口汽流轴向速度, m/s;  $c_{2a}$  为动叶出口汽流轴向速度, m/s;  $p_1$ 、 $p_2$  为动叶前、后蒸汽压力, MPa;  $t$  为动叶平均直径处的节距, m。

### 2.2.1 等截面叶片蒸汽弯应力计算

等截面叶片根部截面所受的蒸汽弯应力为最大。根部截面弯矩在最小惯性轴 I-I 和最大惯性轴 II-II 上的投影为

$$\left. \begin{aligned} M_I &= l_b (F_u \cos\beta + F_a \sin\beta) / 2 \\ M_{II} &= l_b (F_u \cos\beta - F_a \sin\beta) / 2 \end{aligned} \right\} \quad (4.6-10)$$

因此, 根部截面不同部位的蒸汽弯曲应力为

$$\left. \begin{aligned} \text{背弧} \quad \sigma_{sb}^b &= -M_I / W_1 \\ \text{进汽边} \quad \sigma_{sb}^i &= M_I / W_5 + M_{II} / W_4 \\ \text{出汽边} \quad \sigma_{sb}^o &= M_I / W_3 - M_{II} / W_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.6-11)$$

### 2.2.2 变截面叶片蒸汽弯应力计算

实际中, 一般用由热气动计算得到的蒸汽载荷强度沿叶高的分布  $q_u(z)$ 、 $q_a(z)$  来计算作用在任意截面  $z_1$  上的、由切向载荷产生的弯矩  $M_u$  和由轴向载荷产生的弯矩  $M_a$ , 见图 4.6-7 及图 4.6-8, 计算公式分别为

$$M_u = \int_{z_1}^{l_b} q_u(z)(z - z_1) dz \quad (4.6-12)$$

$$M_a = \int_{z_1}^{l_b} q_a(z)(z - z_1) dz \quad (4.6-13)$$

$M_u$ 、 $M_a$  在叶片计算截面的最小惯性轴、最大惯性轴上的投影  $M_I$  和  $M_{II}$  为

$$M_I = M_u \cos\beta + M_a \sin\beta \quad (4.6-14)$$

$$M_{II} = M_u \cos\beta - M_a \sin\beta \quad (4.6-15)$$

由此, 得到沿叶高各截面上不同部位的蒸汽弯应力, 见式 (4.6-11)。

按式 (4.6-11) 求应力值时所用的进汽边  $i$  和出汽边  $o$  的抗弯截面系数, 常用其相邻点 4、5 和点 2、3 的抗弯截面系数代替, 见图 4.6-8。  $W_1 \sim W_5$  为图上相应点的抗弯截面系数。应力为负值表示压应力, 正值表示拉应力。

由于使用电子计算机, 可以很精确地计算得到叶片截面的几何特性, 因此, 通过计算得到的任一截面处的拉应力和蒸汽弯应力也会很准确。

### 2.3 叶片偏心弯曲应力计算

当叶片工作部分的重心不在叶片的径向基准面上时, 离心力除了引起叶片拉应力外, 还将引起偏心弯曲应力。

对于中、长变截面扭叶片, 由于各截面的几何特性沿叶高变化且各截面重心连线是一条空间曲线, 因此, 必须进行沿叶高各截面的偏心弯曲应力计算。

为使叶片各截面上的总应力保持在合适的范围内, 且各截面的应力值趋于均匀, 实际中可以通过调整叶片在叶轮上的安装位置来实现, 这通常称为安装计算。

假定叶片安装位置向旋转方向平移  $b$  (安装值), 如图 4.6-9 所示; 在空间坐标系  $Oxyz$  中,  $oz$  轴为基准线, C-C 截面为计算截面。C-C 截面以上部分的离心力  $F_{cb}$  对该截面上最小和最大惯性轴的偏距为

$$h_1 = [y_c - b + (b - y_1)R_c/R_1] \cos\beta + (x_a - x_c) \sin\beta \quad (4.6-16)$$

$$h_2 = [b - y_c + (y_1 - b)R_c/R_1] \sin\beta + (x_a - x_c) \cos\beta \quad (4.6-17)$$

$$y_1 = \int_{z_c}^{l_b} yA(z) dz / \int_{z_c}^{l_b} A(z) dz \quad (4.6-18)$$

$$x_a = x_1 = \int_{z_c}^{l_b} xA(z) dz / \int_{z_c}^{l_b} A(z) dz \quad (4.6-19)$$

$$R_1 = \int_{z_c}^{l_b} A(z)(R_g + z_c) dz / \int_{z_c}^{l_b} A(z) dz \quad (4.6-20)$$

对应的偏心弯矩为

$$\left. \begin{aligned} M_{1b} &= F_{cb} h_1 \\ M_{2b} &= F_{cb} h_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.6-21)$$

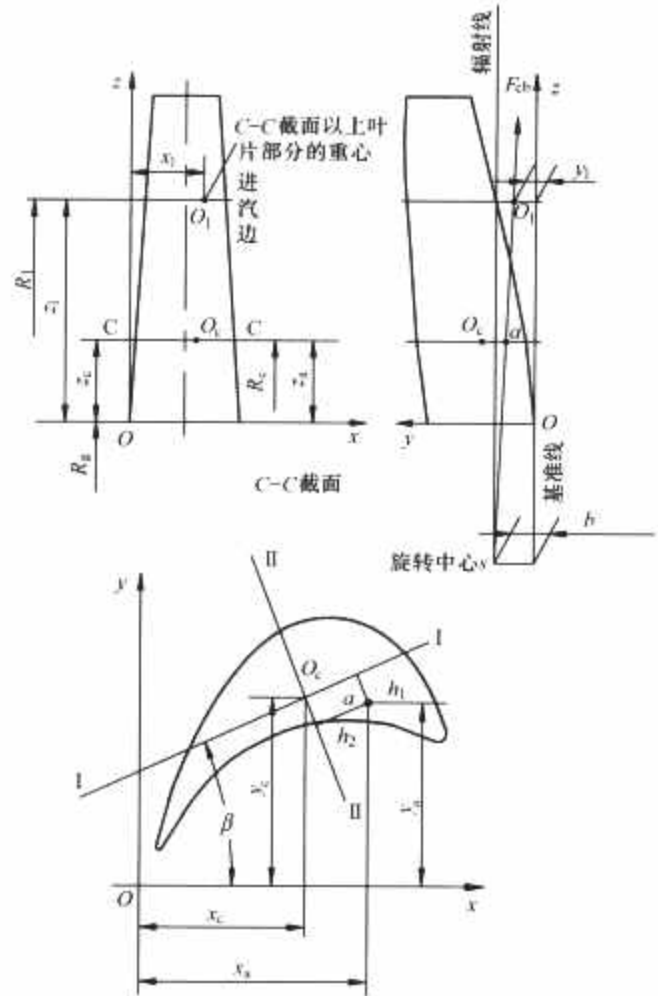


图 4.6-9 叶片安装位置

如果再考虑到围带、拉筋的离心力对叶片各截面最小、最大惯性轴的偏心弯矩分别为  $M_{1s} = F_{cs} h_{1s}$ ,  $M_{2s} = F_{cs} h_{2s}$ ,  $M_{1w} = F_{cw} h_{1w}$ ,  $M_{2w} = F_{cw} h_{2w}$ , 则离心力所引起的偏心弯应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_b^b &= (M_{1b} + M_{1s} + M_{1w}) / W_1 \\ \sigma_b^i &= (M_{1b} + M_{1s} + M_{1w}) / W_5 + (M_{2b} + M_{2s} + M_{2w}) / W_4 \\ \sigma_b^o &= (M_{1b} + M_{1s} + M_{1w}) / W_3 - (M_{2b} + M_{2s} + M_{2w}) / W_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.6-22)$$

这样就可得到对应于某一安装值  $b$  或某一特定位置下叶片各截面的总应力, 即

$$\left. \begin{aligned} \sigma^b &= \sigma_t + \sigma_b^b + \sigma_{sb}^b \\ \sigma^i &= \sigma_t + \sigma_b^i + \sigma_{sb}^i \\ \sigma^o &= \sigma_t + \sigma_b^o + \sigma_{sb}^o \end{aligned} \right\} \quad (4.6-23)$$

式 (4.6-22) 和式 (4.6-23) 没有考虑叶片的变形。对长叶片而言, 在工作状态下, 汽流使叶片产生的弯曲、离心力使叶片产生扭转恢复, 沿叶高各截面的重心偏移已不容忽视。运用电子计算机, 这种考虑长叶片动态变形的应力计算已成可能, 特别是采用有限元法来计算则可获得精确的结果。

### 2.4 叶根及轮缘应力计算

各种叶根和轮缘的应力计算公式见表 4.6-1。对于外包 T 形叶根未计叶根与轮缘间的装配间隙和摩擦力; 对于叉形叶根则假设叶片的离心力由各叉、销钉均匀承受; 对三齿枞

树形叶根假设第一对齿承受 40% 的载荷, 而第二、三对齿 则各承受 30% 的载荷。

表 4.6-1 各种叶根和轮缘的应力计算公式

叶根形式			外包 T 形叶根 (见图 4.6-10)	叉形叶根 (见图 4.6-11)	三齿枞树形叶根 (见图 4.6-12)
叶根各齿所受载荷 $F$			$\frac{F_c}{2}$		$F_1 = 0.2F_c$ , $F_2 = F_3 = 0.15F_c$
叶 根 部 分	拉弯总应力	计算部位	A-A 截面	A-A 截面	$i$ 截面
		拉应力 $\sigma_t$	$\frac{\sum F_c + F_{cl}}{A_{AA}}$	$\frac{\sum F_c + F_{cl}}{(l_{AA} - \frac{d}{2})n\phi_1}$	$\frac{\sum F_c + F_{cl} - \sum_{i=1}^i 2F_{i-1}}{A_i}$
		偏心弯应力 $\sigma_b$	$\frac{(\sum F_c + F_{cl})\delta^{(1)}}{W_{AA}}$	$\frac{(\sum F_c + F_{cl})\delta^{(1)}}{W_{AA}}$	$\frac{(\sum F_c + F_{cl})\delta^{(2)}}{W_i}$
		蒸汽弯应力 $\sigma_{sb}$	$\frac{F_u(\frac{l_b}{2} + l_1)^{(1)}}{W_{AA}}$	$\frac{F_u(\frac{l_b}{2} + l_1)^{(1)}}{W_{AA}}$	$\frac{F_u(\frac{l_b}{2} + l_1)}{W_i}$
		总应力 $\sigma$	$\sigma_t + \sigma_b + \sigma_{sb}$	$\sigma_t + \sigma_b + \sigma_{sb}$	$\sigma_t + \sigma_b + \sigma_{sb}$
	齿的应力	剪切应力	计算部位	A-C 截面	销钉
			剪应力 $\tau$	$\frac{\sum F_c + F_{cl} + F_{cl}}{2A_{AC}}$	$\frac{2F_c}{\pi d^2 n}$
		挤压应力	计算部位	A-E 截面	销钉孔处
			挤压应力 $\sigma_c$	$\frac{F}{A_{AE}}$	$\frac{F_c}{n b_1 d}$
		计算部位	A-C 截面		沿齿高 $h_i$ 截面
		拉应力 $\sigma_u$			$\frac{F_i \sin \alpha}{A_i}$
		弯应力 $\sigma_b$	$\frac{F a_1}{W_{AC}}$		$\frac{X_i F_i \cos \alpha + \frac{h_i}{2} F_i \sin \alpha}{W_i}$
		均匀化应力 $\sigma_w$			$c_w(\sigma_b + \sigma_u)$
		合成应力 $\sigma_s$			$\sqrt{\sigma_w^2 + 3\tau_i^2}$
	拉弯总应力	计算部位	a-a 截面	B-B 截面	$j$ 截面
		拉应力 $\sigma_t$	$\frac{z_b F_c + 2/3 F_{cl}}{4\pi r_a b}$	$\frac{z_b F_c + 2/3 F_{cl}}{(2\pi r_B - z_b d/2)(b - nb_1)}$	$\frac{F_{cl} + \sum_{i=1}^i 2F_i}{A_j} (i = j = 1, 2, 3)$
		弯应力 $\sigma_b$	$\frac{(3/2 z_b F_c + 2F_{cl})a - 3 H h_1 z_b}{\pi r_a b^2}$		
		总应力 $\sigma$	$\sigma_t + \sigma_b$	$\sigma_t$	$\sigma_t$
	齿的应力	剪切应力	计算部位	GE 截面	沿齿高 $h_j$ 截面
			剪应力 $\tau$	$\frac{z_b F_c + 4/3 F_{cl}}{4\pi r_1 (h_1 - \frac{h_0}{2})}$	$\frac{(F_i + F_j) \cos \alpha}{A_j}$
		挤压应力	计算部位	销钉孔处	轮缘齿面
			挤压应力 $\sigma_c$	同叶根	同叶根齿
		计算部位			沿齿高 $h_j$ 截面
		拉应力 $\sigma_u$			$\frac{(F_i + F_j) \sin \alpha}{A_j}$
		弯应力 $\sigma_b$			$\frac{x'_j F_j \cos \alpha + y'_j F_j \sin \alpha}{W_j} + \frac{x_j F_i \cos \alpha + \frac{h_j}{2} F_i \sin \alpha}{W_j}$
		均匀化应力 $\sigma_w$			$c_w(\sigma_u + \sigma_b)$
		合成应力 $\sigma_s$			$\sqrt{\sigma_w^2 + 3\tau_j^2}$

注  $F_c$ —整个叶片离心力;  $\sum F_c = F_{cb} + F_{cl} + F_{cw}$ ;  $F_{cl}$ —叶根 AA、CC 部分离心力;  $F_{cl}$ —轮缘计算截面以上部分离心力;  $F_{cl}$ —外包 T 形叶根的轮缘 GNKFAE 部分离心力;  $F_{cl}$ —销钉离心力;  $F_{cl}$ —枞树形叶根  $b_i$  截面以上部分离心力;  $F_{cl}$ —枞树形轮缘  $j$  截面以上部分离心力;  $F_i$ —轮缘第  $j$  对齿单齿离心力;  $x'_j$ —轮缘齿重心到计算应力面的距离;  $y'_j$ —轮缘齿重心到计算应力截面中心面的距离;  $H$ —外包 T 形叶根支反力,

$$H = \frac{3F_a(h^2 - h_1^2)}{2[h_3 + h_1^3(\frac{l_2}{l_1} - 1)]} \quad (l_1, l_2 - r_1, r_2 \text{ 处的截面惯性矩}); n \text{—叉形叶根叉数}; c_w \text{—由 } \frac{\sigma_t}{\sigma_b} - c_w \text{ 曲线查得的均匀化系数}.$$

① 因叶根是夹紧的, 偏心弯应力和蒸汽弯应力的计算值偏大。  
② 枞树形叶根只计算  $b_i$  截面上的偏心弯曲应力和蒸汽弯曲应力。





口汽流不均匀形成的尾迹区。

(2) 低频激振力。低频激振力产生的部位及原因主要为:

1) 隔板中分面及分组处。

2) 喷嘴调节、回转隔板和部分进汽级静叶片弧段与相邻不通气弧段交接区。

3) 静叶及制造装配误差。

4) 静叶槽道中的加强筋。

5) 排汽、抽汽口引起的汽流不均匀。

另外, 由其他原因产生的激振力情况如下:

在非设计工况下, 振动着的叶片与流体的互相作用可能使叶片获得能量输入, 引起叶片自激振动(颤振)。

在小流量下, 由于流场的不稳定性, 从而产生随机的与转速频率不成倍数的多种激振力。

电网不平衡扰动引起的激振力。

由于上述因素的影响, 激振力是不均匀的, 它不是一个简单的正弦波, 而是很多正弦波的叠加。叶片不仅受到基本频率的激振力, 而且还受到基本频率整倍数的激振力作用。叶片所受的激振力  $P$  可用周期性的汽流力沿周向按傅里叶级数展开为

$$P = \bar{P} + P_1 \sin[\omega t - \varphi_1] + P_2 \sin[2(\omega t - \varphi_2)] + \cdots +$$

$$P_k \sin[k(\omega t - \varphi_k)] + \cdots$$

$$= \bar{P} + \sum_{k=1}^{\infty} P_k \sin[k(\omega t - \varphi_k)] \quad (4.6-31)$$

由于激振力幅值  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_k$  随着  $k$  值增大而逐渐减小, 因此对叶片的激振力通常只考虑: 低频  $k$  介于  $1 \sim 6$ , 激振力的作用  $f_k = k n_s$ ; 高频  $k$  介于  $1 \sim 3$ , 激振力的作用  $f_k = k Z_n n_s$ 。其中,  $Z_n$  为整圈当量喷嘴数或静叶数。

### 3.1.2 振型

叶片振动的基本形式为弯曲振动和扭转振动。弯曲振动又分为切向振动和轴向振动。绕截面最小惯性轴的弯曲振动称为切向振动; 绕截面最大惯性轴的弯曲振动则称为轴向振动。沿叶片高度方向围绕截面扭心的旋转振动称为扭转振动。中长叶片和长叶片沿叶高都是扭曲的, 因此, 若引起弯扭联合振动, 其振型将是复杂的。

单只(自由)叶片和成组叶片的振型分类见表 4.6-2。

表 4.6-2 单只(自由)叶片和成组叶片的振型分类

振动类别		切向弯曲振动		轴向弯曲振动		扭转振动	
单只 (自由) 叶片	代号	A0 (QA0)	A1 (QA1)	ZA0	ZA1	N1	N2
	振型图						
成组 叶片	代号	A0 (QA0)	A1 (QA1)	ZA0	ZA1	N1	N2
	振型图						
成组 叶片	代号	B0 (QB0)	B1 (QB1)	X (ZN1) U (ZN2)			
	振型图						

单只长叶片弯扭联合振动振型见图 4.6-15。其中,  $x$  表示轴向,  $y$  表示切向,  $z$  表示径向,  $\varphi$  表示扭转角。通常, 一阶以切向弯曲为主振型, 二阶以轴向弯曲为主振型, 三阶以扭转为主振型。

整圈连接叶片振型, 见图 4.6-16。

整圈连接叶片振型复杂, 在相同阶数下, 可以有不同节径数下的振型。一阶振型中, 见图 4.6-16 (a), 当节径数  $m=0$  (无节径) 时, 所有叶片向同一方向振动; 当  $m=4$  时, 整圈叶片中有 8 只叶片不动, 位于节径两侧的叶片做反向振动。图 4.6-16 (b) 所示为  $m=0$  和  $m=3$  时的二阶振型。

## 3.2 等截面叶片的固有频率

(1) 自由叶片一阶 A0 型振动频率为

$$f_{A0} = \frac{0.56}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \quad (4.6-32)$$

式中:  $E$  为杨氏弹性模量, Pa;  $J$  为叶片截面最小惯性矩,  $m^4$ 。

(2) 自由叶片二阶 A1 型振动频率可表示为

$$f_{A1} = \frac{3.507}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \quad (4.6-33)$$

(3) 叶片组 A0 型振动频率为

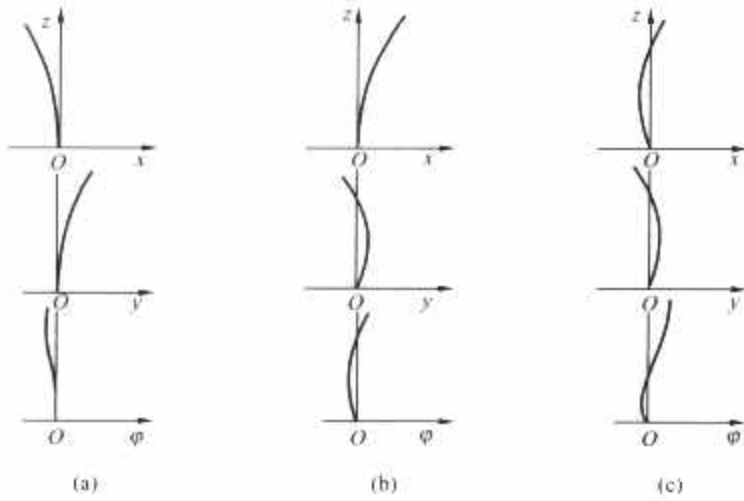


图 4.6-15 单只长叶片弯扭联合振动振型  
(a) 一阶; (b) 二阶; (c) 三阶

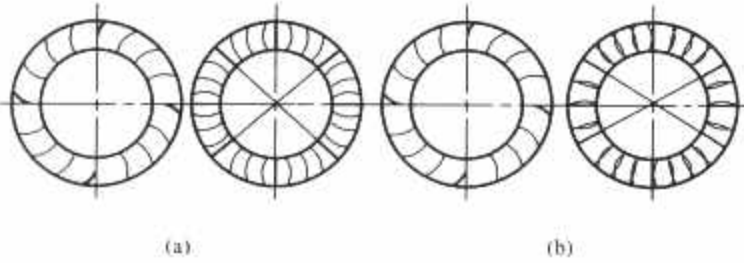


图 4.6-16 整圈连接叶片振型  
(a) 一阶振型; (b) 二阶振型

$$f'_{A0} = K_c f_{A0} \tag{4.6-34}$$

式中： $f_{A0}$  为单只叶片的 A0 型振动频率； $K_c$  为成组连接系数。

(4) 叶片组 B0 型振动频率为

$$f_{B0} = \frac{2.455}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \tag{4.6-35}$$

A 型、B 型振动频率之间的比例关系为

$$f_{A0} : f_{B0} : f_{A1} = 1 : 4.39 : 6.27$$

3.3 变截面叶片的固有频率

(1) 自由叶片弯曲振动 A0 型振动频率为

$$f_{A0} = \frac{0.225}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ_0}{\rho A_0}} \sqrt{\int_0^1 \zeta d\xi / Y(1)} \left[ \int_0^1 \frac{A(\xi)}{A_0} \zeta^2 d\xi \right] \tag{4.6-36}$$

$$\zeta = Y(\xi) / Y(1)$$

式中： $A_0$  为叶片根部截面面积， $m^2$ ； $J_0$  为叶片根部截面最小惯性矩， $m^4$ ； $A(\xi)$  为距根部相对高度为  $\xi$  处的截面积， $m^2$ ； $\zeta$  为振幅相对值； $Y(\xi)$  为振型曲线，表示在距叶片根部相对高度为  $\xi$  处的叶片振幅； $Y(1)$  为叶顶处振幅。

(2) 围带连接叶片组 A0 型振动频率为

$$f'_{A0} = \frac{0.225}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ_0}{\rho A_0}} \sqrt{\int_0^1 \zeta d\xi / Y(1)} \left[ \int_0^1 \frac{A(\xi)}{A_0} \zeta^2 d\xi + \frac{V_c}{l_b A_0} \right] \tag{4.6-37}$$

式中： $V_c$  为一个节距围带的体积， $cm^3$ 。

(3) 围带连接叶片组 B0 型振动频率可表示为

$$f_{B0} = \frac{0.225}{l_b^2} \sqrt{\frac{EJ_0}{\rho A_0}} \sqrt{\int_0^1 \zeta d\xi / Y_{max}} \left[ \int_0^1 \frac{A(\xi)}{A_0} \zeta^2 d\xi \right] \tag{4.6-38}$$

式中： $Y_{max}$  为叶片上的最大振幅值。

上述公式都是以能量法为基础的一种近似计算方法，通常用于中等长度的变截面叶片。

运用电子计算机，可以采用弯扭联合振动计算程序，再加上连接件的边界条件，从而可得到较为准确的各种连接件成组叶片的各阶频率。

3.4 长叶片的弯扭联合振动

长叶片是根部固定的扭曲壳体，在弯矩的作用下，不仅会产生切向或轴向的弯曲变形，还会伴随扭曲变形。同时，在扭矩的作用下，叶片也会产生弯曲变形。因此，叶片振动时，弯曲和扭转振动耦合在一起，称作弯扭联合振动。

3.4.1 单只叶片振动

将长叶片当作杆（梁）模型处理，利用叶片的受力和变形之间的关系，建立起弯扭联合振动方程。用这种方法计算单只叶片的频率较准确。例如，国内自带围带 1000mm 叶片的单只计算一阶、二阶静频率与实测静频率见表 4.6-3。

表 4.6-3 1000mm 叶片的单只频率值 Hz

频率	计算值	实测值
$f_{11}$	37.43	37.4~38.5
$f_{12}$	80.6	78.7~79.6

3.4.2 整圈连接叶片振动

整圈连接叶片的振动频率计算是在自由叶片弯扭联合振动的基础上，采用叶片节点传递矩阵和连接件传递矩阵依次从上一叶片的位移和力求得下一叶片的位移和力，并利用整圈连接叶片组周期性这一边界条件，得到整圈连接叶片振动的频率方程。

3.5 叶片工作状态时频率修正

叶片频率计算式（4.6-32）~式（4.6-38）是在室温下把叶片作为根部刚性固定梁处理的静态频率，没有考虑叶片的工作温度、叶根连接刚性、叶片离心力的影响和叶轮对叶片振动的影响等。实践表明，必须考虑这些因素的影响并对叶片频率进行修正。

3.5.1 温度修正

叶片材料的弹性模量  $E$  是随温度而变化的，当温度升高时  $E$  值减小。对叶片固有频率采用温度修正系数  $K_t$  进行修正，即

$$K_t = \sqrt{\frac{E_t}{E_0}} \tag{4.6-39}$$

式中： $E_t$  为工作温度下叶片材料的弹性模量，MPa； $E_0$  为室温下叶片材料的弹性模量，MPa。

叶片材料不同，则弹性模量  $E$  随温度的变化规律也不同。经常使用的叶片材料温度修正曲线  $K_t$  见图 4.6-17。

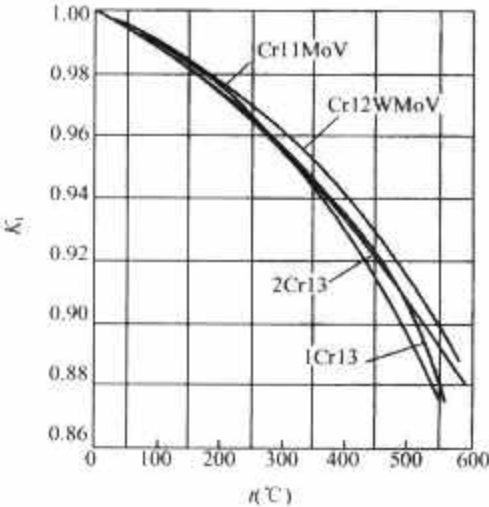


图 4.6-17 温度修正系数曲线

### 3.5.2 叶根刚度修正

叶根和轮缘都是弹性体,无论采用何种结构及装配,紧力都达不到根部刚性固定的条件,这会使叶片固有频率下降。实际频率与工程计算值之比称为叶根牢固系数  $K_r$ 。叶根牢固系数曲线见图 4.6-18。

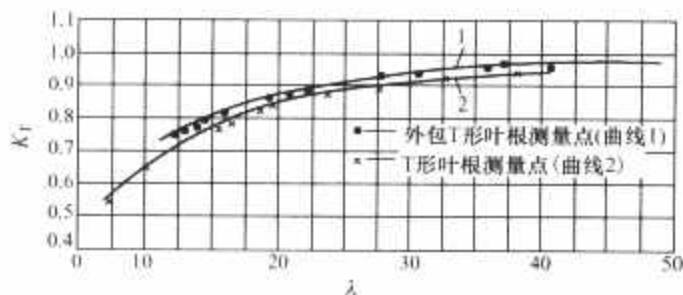


图 4.6-18 叶根牢固系数曲线

图 4.6-18 中,  $\lambda = l_0/i$ ;  $i = \sqrt{\frac{J}{A}}$ ;  $J$ 、 $A$  分别为叶片平均截面处的最小惯性矩和截面积。

有了温度修正系数  $K_t$  和叶根牢固系数  $K_r$  以后,可对叶片的静频率(静频)进行修正。修正后的叶片静频率为

$$f_j = K_t K_r f_{j0} \quad (4.6-40)$$

式中:  $f_j$  为修正后的各阶叶片静频, Hz;  $f_{j0}$  为叶片各阶静频的计算值, Hz。

### 3.5.3 动频系数

叶片工作时,受到离心力的作用,当振动离开平衡位置时,离心力形成一个附加弯矩来抵抗叶片弯曲,这相当于增加了叶片刚性,从而使叶片频率升高。离心力对频率的影响用动频率(动频)系数  $B$  进行修正,叶片动频  $f_d$  用式(4.6-41)计算,即

$$f_d = \sqrt{f_j^2 + B n_s^2} \quad (4.6-41)$$

影响动频系数  $B$  的因素很复杂,与叶片结构和振型有关,目前各公司多采用自己的经验公式进行计算。

应当指出,对短叶片,其静频很高,由于  $f_j^2 \gg B n_s^2$ ,动频系数的影响小,故常可忽略,不需要进行动频计算。对于中等长度叶片和长叶片,  $f_j$  则较低,  $B n_s^2$  项影响大,必须考虑,但对这类叶片,目前大多采用弯扭联合振动方法,它既可以计算出静频,还可以直接计算出动频。表 4.6-4 给出了采用弯扭联合振动方法和整圈连接叶片振动方程计算的自带围带 900mm 叶片的计算频率与实测频率的比较。

表 4.6-4 900mm 叶片计算频率和实测频率的比较

节径数 $m$	0	1	2	3	4	5	6
计算静频 $f_j$ (Hz)	47.6	79.9	102	111.5	118.9	123.6	128.8
计算动频 $f_d$ (Hz)	89.5	115	147.1	155.5	159.1	161.3	162.2
实测动频	共振转速 $n_{cp}$ (r/min)			3121	2160	1681	1395
	共振转速下的动频 $f_d$ (Hz)			156	144	140	139.5

### 3.5.4 叶轮对叶片频率的影响

叶片装在叶轮上,因此叶片振动总是和叶轮的振动相耦合。其中,叶片的轴向振动与叶轮的弯曲振动有很强的耦合作用,若考虑叶轮的影响,则系统频率将发生显著变化。

在整圈连接叶片中,由于整圈连接消除了同相位的切向振动,因此最低阶频率往往以轴向弯曲振动为主,特别是在非轮鼓式转子中,因其叶轮较薄,从而叶轮影响尤为显著,

甚至会出现系统频率以叶轮振动为主的情况。而在长叶片中,叶轮影响也会使系统频率下降。例如,国内 432、313mm 的叶片,整圈连接考虑叶轮影响后频率下降达 30% 之多。

### 3.6 叶片的调频及方法

调整叶片的自振频率和激振频率,使它们不相等并错开一定的范围称为调频。调频的目的是为了使叶片避免共振,满足安全可靠的运行要求。

#### 3.6.1 自由、成组叶片的调频

(1) 调开低频共振的叶片称为第一种调频叶片,其调频要求为

当谐波数  $k \leq 6$  时,有

$$f_{d1} - (k-1)n_{s1} > 7.5 \text{ Hz}$$

$$kn_{s2} - f_{d2} > 7.5 \text{ Hz}$$

式中:  $n_{s1}$ 、 $n_{s2}$  分别为机组工作转速的上限和下限, r/s;  $f_{d1}$  为工作温度下叶片在  $n_{s1}$  转速下的(实际)动频率, Hz;  $f_{d2}$  为工作温度下叶片在  $n_{s2}$  转速下的(实际)动频率, Hz。

(2) 调开高频共振的叶片称为第二种调频叶片,即调开喷嘴高频  $Z_n n_s$  与叶片组 B0 型振动频率。

第二种调频叶片的调频要求为:叶片组 B0 型振动频率超出  $Z_n n_s$  时,要求频率调开率  $\Delta f_1 > 15\%$ ;当低于  $Z_n n_s$  时,则调开率  $\Delta f_2 > 12\%$ ,即

$$\Delta f_1 = (f_{B01} - Z_n n_s) / Z_n n_s > 15\%$$

$$\Delta f_2 = (Z_n n_s - f_{B02}) / Z_n n_s > 12\%$$

式中:  $f_{B01}$  为工作温度下各叶片组的最低实际 B0 型振动静频率, Hz;  $f_{B02}$  为工作温度下各叶片组的最高实际 B0 型振动静频率, Hz;

(3) 对于短叶片,有时还需调开一阶切向 A0 型振动与喷嘴高频  $Z_n n_s$ 。调频要求为

$$f_{A0} / Z_n n_s < 0.85 \text{ 或 } f_{A0} / Z_n n_s > 1.15$$

式中:  $f_{A0}$  为工作温度下,考虑叶根牢固系数、温度修正系数和连接成组系数后计算出的静频率。

#### 3.6.2 整圈连接叶片的调频

(1) 调开低频共振,即所谓“三重点”驻波共振,其共振条件为

$$m = k = f_{dm} / n_s$$

式中:  $m$  为节径数;  $k$  为谐波数;  $f_{dm}$  为节径数为  $m$  下的叶片动频率, Hz。

调频要求为:当叶片前三阶频率在  $m \leq 8$  时,叶片产生的共振转速  $n_{cp}$  要避开  $n_{cp} < 2820 \text{ r/min}$  或  $n_{cp} > 3090 \text{ r/min}$ 。

图 4.6-19 所示为整圈连接叶片的坎贝尔图。

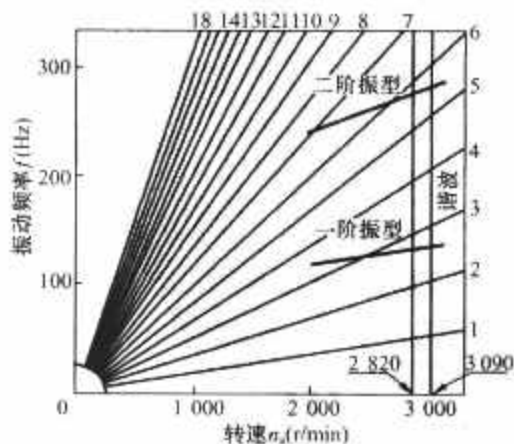


图 4.6-19 整圈连接叶片的坎贝尔图

(2) 调开高频共振。由喷嘴尾迹激发的振动,其共振条件为



$$m = j_1 Z_b - j_2 Z_n$$

$$f_d/n_s = j_2 Z_n$$

式中:  $j_1, j_2$  为自然数 0, 1, 2, ...。

调频要求: 高节径下振动频率要求调开率为

$$\Delta f \geq (Z_n n_s) \times 5\%$$

### 3.6.3 末级叶片与轴系扭转共振

电网的不平衡干扰会激起末级叶片分支系统与轴系耦合的扭振。若频率与转速的倍频重合, 则会产生很大的动应力, 因此需调开此共振。要求轴系扭振频率低于 93Hz 或高于 108Hz, 若不在此范围, 则要对叶片进行响应和寿命损耗计算。

### 3.6.4 叶片调频方法

- (1) 改变叶型的宽度、厚度、转折角来改变叶片频率。
- (2) 改变叶片的高度来改变叶片频率。
- (3) 采用不同结构的连接形式并改变连接件的位置和质量来改变叶片频率。
- (4) 改变喷嘴数  $Z_n$  来调开高阶激振频率。
- (5) 当叶片已投运时, 若 B0 振型频率与  $Z_n n_s$  相重合, 则在叶身中穿拉筋可以消除该振型。
- (6) 减小激振力。采用的方法有:
  - 1) 不等节距的喷嘴可错开激振力相位差。
  - 2) 倾斜静叶或“马刀形”弯曲静叶, 使其动叶沿高度方向受到的激振力产生相位差。
  - 3) 减小出汽边厚度, 以减小汽流的不均匀程度。

## 4 叶片动应力计算

叶片在工作时受到各种激振力的作用产生强迫振动, 从而产生很大的动应力。由于所受激振力相当复杂, 加之叶片的衰减性能也难以精确确定, 所以只能对叶片的动应力加以估算。这里仅介绍叶片强迫振动时动应力的估算方法及影响动应力的因素。

### 4.1 单只叶片动应力

单只叶片静止时, 在圆频率为  $\omega_k$  的汽流激振力作用下所产生的弯曲振动应力为

$$\sigma_{dk} = D_k \sigma_{sh} \quad (4.6-42)$$

其中

$$D_k = \lambda_k S_k H_n$$

$$\lambda_k = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_n}\right)^2}} \quad (4.6-43)$$

$$S_k = \frac{P_k}{\bar{P}}$$

$$H_n = \frac{2u''(0) \int_0^1 u(\xi) d\xi}{\int_0^1 \theta [u''(\xi)]^2 d\xi} \quad (4.6-44)$$

$$\theta = \frac{I(\xi)}{I_0}$$

式中:  $D_k$  为动应力系数;  $\sigma_{sh}$  为叶片根部截面的蒸汽弯应力, MPa;  $\lambda_k$  为放大系数, 共振 (即激振力圆频率  $\omega_k$  等于叶片固有频率  $\omega_n$ ) 时, 放大系数有最大值, 即  $\lambda_{k, \max} = \pi/\delta$ ,  $\delta$  为叶片材料的对数衰减率;  $S_k$  为激振因子, 其值等于交变激振力的幅值  $P_k$  与作用在叶片上的汽流力按时间平均值  $\bar{P}$  的比;  $H_n$  为振型系数;  $u(\xi)$  为相对振型; 下标  $n$  为振动阶次; 下标  $k$  为谐波数;  $\theta$  为相对截面惯性矩;  $I(\xi)$  为相对叶高处的截面惯性矩;  $I_0$  为相对叶根型线的截面惯性矩。

对动叶片要考虑离心力的影响, 离心力使动应力按

$\left(\frac{f_1}{f_d}\right)^2$  值下降, 其弯曲动应力为

$$\sigma_{dk} = \lambda_k S_k H_n \left(\frac{f_1}{f_d}\right)^2 \sigma_{sh} \quad (4.6-45)$$

$\sigma_{dk}$  是圆频率为  $k\omega_k$  的汽流激振力所引起的动应力。对低频激振力来说,  $k=1, 2, 3, \dots$ , 把各激振力下的动应力加起来, 就得到叶片在某阶振动下的动应力, 即

$$\sigma_d = \sum \sigma_{dk} \quad (4.6-46)$$

实际上, 叶片振动仅在共振和接近共振时才是危险的。因此, 在计算  $\sigma_{dk}$  时, 只要考虑和自振频率相等或接近的几个激振力, 算出这几个激振力频率下的  $\sigma_{dk}$  值, 相加后即可得到叶片某一阶振动下的动应力。

### 4.2 叶片组动应力

由于作用在叶片组内各叶片上的激振力有相位差, 因此作用在组内叶片上的激振力小于单只叶片所受到的激振力。叶片组的动应力系数  $D_k$  按式 (4.6-47) 计算, 即

$$D_k = \lambda_k S_k \mu_k H_n \left(\frac{f_1}{f_d}\right)^2 \quad (4.6-47)$$

$$\mu_k = (\sin Z_g) \frac{k\pi}{Z_b} / \left(Z_g \sin \frac{k\pi}{Z_b}\right) \quad (4.6-48)$$

式中:  $\mu_k$  为成组系数, 其值小于 1, 对于低频激振力谐波数  $k$  取为 2, 3, 4, 5, 6...; 对于高频激振力,  $k$  取为  $KZ_n$ ,  $K$  为 1, 2, 3;  $Z_g$  为组内动叶片数。

### 4.3 影响动应力的几个因素

#### 4.3.1 激振因子 $S_k$

$S_k$  表示汽流激振力的大小, 直接影响到动应力的计算, 其值可按表 4.6-5 或表 4.6-6 选取。对处于靠近进汽口、抽汽口、排汽口的级,  $S_k$  选较大的值。

表 4.6-5 高频激振因子  $S_k$  值

$KZ_n$	$Z_n$	$2Z_n$	$3Z_n$
$S_k$	0.10~0.25	0.08~0.20	0.05~0.10

表 4.6-6 低频激振因子  $S_k$  值

$k$	2	3	4	5	6
$S_k$	0.05~ 0.10	0.05~ 0.10	0.05~ 0.10	0.03~ 0.06	0.02~ 0.04

#### 4.3.2 振型系数 $H_n$

$H_n$  与叶片的振型及惯性矩沿叶片高度的变化有关。对单只等截面叶片, 各阶振型下的  $H_n$  为定值, 按表 4.6-7 选取。

表 4.6-7 单只等截面叶片  $H_n$  值

边界条件	弯曲振动		
	$H_1$	$H_2$	$H_3$
一端固定, 一端自由	0.890 8	0.078 8	0.016 5
两端固定	0.148 5	0	0.012 0
一端固定, 一端铰支	0.223 1	0.006 5	0.012 8

对于变截面叶片,  $H_n$  可按式 (4.6-44) 用数值积分法计算。

#### 4.3.3 放大系数 $\lambda_k$

$\lambda_k$  表明了叶片的共振、非共振状态及对数衰减率对动应力的影响, 其值按式 (4.6-43) 计算。

4.3.4 成组系数  $\mu_k$

$\mu_k$ 表明叶片成组后,使得动应力减少为单只叶片的  $\mu_k$  倍。实际中可适当选取组内叶片数  $Z_g$  和整圈叶片数  $Z_b$ ,使  $\mu_k$  趋于零。

4.3.5 叶片的对数衰减率

叶片的对数衰减率表明了叶片的阻尼特性,包括材料本身的阻尼、介质阻尼和结构阻尼三部分。增加叶片阻尼,特别是结构阻尼可以减少叶片的动应力。

5 末级长叶片的特点

5.1 末级长叶片的开发

随着汽轮机容量的增大,为了进一步提高机组的经济性,降低制造成本,需要开发更长的末级叶片。

末级长叶片的开发是一个复杂的系统工程,它不仅涉及气动、强度振动,还涉及材料、制造工艺等。因此,末级长叶片的开发往往标志着一个国家汽轮机和机械工业的发展水平。

目前,世界上已投运的钢制末级长叶片已达到 1145~1220mm,钛合金末级长叶片已达到 1400~1500mm,更长的半转速机组 1800mm 的末级长叶片已在开发之中。表 4.6-8 给出了国外主要的末级长叶片。

表 4.6-8 国外主要的末级长叶片

转速 (r/min)	叶片高度 (mm)	排汽面积 (m <sup>2</sup> )	材 料
3000	1430	16.0	钛合金
	1360	14.6	钛合金
	1219	11.87	钢
	1146	10.96	钢
	1092	10.1	钢
	1067	9.5	钢
3600	1016	8.7	钛合金、钢
	1050	8.9	钢
1500	1621	22.5	钢
1800	1520	23.6	钢

我国在 20 世纪 60 年代先后开发了 540~1050mm 的钢制末级长叶片,最近正在开发 1200mm 等级的钢制末级长叶片,这标志着我国的末级长叶片开发已进入了世界先进行列。表 4.6-9 给出了国内部分典型末级长叶片的品种。

表 4.6-9 国内部分典型末级长叶片的品种

叶片高度 (mm)	叶片形式	叶根形式
540	自由	双倒 T 形
660	拱形围带加松拉筋	叉形
665	拱形围带加松拉筋	叉形
668	自带围带加松拉筋	叉形
700	自由	枫树形
710	拱形围带加松拉筋	叉形
800	拱形围带加松拉筋	叉形
850	Z 形拉筋加松拉筋	叉形
851	自带围带加凸台拉筋	叉形
855	自带围带加松拉筋	枫树形
900	自带围带加松拉筋	枫树形
905	凸台拉筋	枫树形
909	自带围带加凸台拉筋	叉形
1000	自带围带加松拉筋	枫树形
1050	自带围带加凸台拉筋	枫树形

末级长叶片功率约占机组发出总功率的 1/10,因此其经济性和安全可靠性的显得十分重要。有关末级长叶片气动设计的论述已在第 5 章中给予了介绍,本节着重叙述有关安全性的内容和末级长叶片的设计特点。

5.2 末级长叶片的设计要求和设计方法

5.2.1 末级长叶片的设计要求

- (1) 选择具有高强度,耐腐蚀,焊接、加工工艺性能好的材料。
- (2) 严格调开叶片固有频率、汽流激振频率及转子轴系扭转频率。
- (3) 准确地确定在离心力场中叶片的动态形状;叶片各部位如叶片工作部分、叶根、围带、拉筋凸台等连接件以及叶轮轮缘的强度均需满足强度设计要求。
- (4) 采取有效的防水蚀措施。
- (5) 开展颤振预估和试验。
- (6) 选择合理的排汽面积以适应各类机组需求。

5.2.2 末级长叶片的设计方法

末级长叶片的设计中常用的一种方法是模化设计法。模化设计法利用成熟且有运行经验的末级长叶片作为母型叶片,按变转速模化机理或等转速模化机理,设计出一个新的末级长叶片。采用这种方法可以大大缩短叶片的设计周期,同时还能保证叶片的经济性和安全性与母型叶片一致。目前,世界上各公司普遍采用这种设计方法。

5.3 末级长叶片设计中的几个特殊问题

5.3.1 颤振

末级长叶片在高背压、低流量的小容积流量下运行时,在叶片根部会产生严重脱流,叶顶处则出现大的负攻角,从而使叶型内弧面产生失速脱流。这种在叶片周围非稳定流场的气动力与叶片振动之间耦合,若流体的能量不断输入到叶片系统中去,会使叶片振动越来越强烈,以致颤振破坏。一般认为,当相对容积流量  $Gv < 0.3$  时,叶片开始进入颤振易发区。

目前,评估颤振最可靠的方法仍是试验。除了在颤振试验台上进行试验外,主要是在模拟透平试验台上或在实物级上对末级叶片进行动应力测量,通过模拟末级叶片运行工况条件,测出叶片的动应力,并绘制出末级叶片的运行限制曲线,可以防止颤振的发生。

5.3.2 扭转恢复

末级叶片多为大扭向变截面叶片,从根部到顶部,叶型安装角变化很大,可达 60°之多。在工作状态下,叶片离心力产生正应力将叶片“拉直”,使叶片从根部到顶部的叶型安装角变化减小,这种现象称为扭转恢复。叶片的扭转恢复随着叶片长度的增加而增加。例如,800mm 叶片自由状态下的扭转恢复角为 4.5°,而 1000mm 叶片自由状态下的扭转恢复角则达到了 7.7°。

准确地确定扭转恢复角可以保证叶片获得在工作状态下具有良好气动性能的叶型;在整圈连接的叶片设计中,可以保证围带、拉筋凸台保持接触形成整圈。同时,由于围带、拉筋等结构限制了扭转恢复,因此会产生一个反扭转使叶片应力增加。

5.3.3 水蚀

末级长叶片长期工作在湿蒸汽区,其叶片顶部圆周速度大,可达 600m/s 以上。由于水滴质量大,且水滴运动方向与蒸汽相差大,因此叶片顶部进汽侧背弧会不断受到水滴的



冲刷，形成蜂窝凹坑甚至锯齿，从而造成叶片效率下降及损坏，这种现象称为水蚀。为了保护叶片，需采取防水蚀措施，目前主要的防水蚀措施有：

- (1) 在通流设计时适当加大动、静叶之间的距离。
- (2) 在级前、级间和级后采用去湿槽。
- (3) 在静叶表面上开槽，除去积聚在静叶上的大水滴。
- (4) 在动叶顶部进汽边背弧钎焊硬质合金，高频淬火、激光淬火、等离子淬火、电火花强化等。

5.4 有限元方法在末级长叶片设计中的应用

通常，末级长叶片的结构强度已达到了材料许用范围的极限，一些结构强度采用常规的工程计算方法已难于满足强度设计的要求。例如，叶片工作部分、叶根、叶轮轮缘、围带、拉筋凸台以及它们与叶身的接合处等，它们的结构强度必须采用有限元方法来进行分析、优化，以达到最佳的强度设计要求。同时，采用有限元方法进行叶片振动计算分析可以比较准确地得到叶片的频率和判断叶片的振型，这是其他计算方法所不能实现的。

5.5 末级长叶片的种类和结构特点

- 末级长叶片大致可以分为三大类：
- (1) 自由叶片。叶片中没有任何连接件，与相邻叶片没有连接。
  - (2) 成组叶片。叶片用围带、拉筋或凸台等连接件连接成组，整圈叶片由几组到十几组成组叶片组成。
  - (3) 整圈连接叶片。叶片由围带、拉筋或凸台等连接件连续连接形成一个整圈。
- 目前，在末级长叶片，尤其是 1m 等级以上的长叶片设计中，除了个别的采用自由叶片外，大部分均采用整圈连接的结构形式。叶片依靠自带围带、拉筋或凸台等结构在工作状态下产生扭转恢复，使它们互相接触形成整圈。这种结构的最大优点是：
- 1) 叶片频率要比自由叶片的高。叶片的频谱虽然很复杂，但需要调开的共振频率却很少。
  - 2) 由于叶片围带、拉筋或凸台之间的接触，产生摩擦碰撞等作用，使叶片结构阻尼大大增加，从而降低了叶片动应力。试验表明，整圈连接叶片的动应力仅为自由叶片和成组叶片的 1/5~1/10，甚至更小。
  - 3) 结构阻尼的增加耗散了流体传给叶片系统的能量，使叶片颤振敏感性大大减小。到目前为止还尚未发生过采用这种结构的末级长叶片由于颤振而发生损坏。

6 叶片材料和安全系数

6.1 叶片材料

根据叶片的工作条件和工作环境，叶片材料应在工作温度下具有较高而稳定的屈服强度、蠕变强度和持久强度，应有较高的韧性和塑性，良好的抗腐蚀性能和抗固体粒子腐蚀性能，以及良好的冷热加工性能。选择叶片材料时，还应注意到其物理、化学性能应与跟它相配合的叶轮或转子材料的物理、化学性能相适应。

不同工作温度下常用的叶片和围带材料见表 4.6-10。

工作温度低于 450℃ 时，拉筋材料通常采用 1Cr13；要求较高的强度等级时，可采用 0Cr17Ni4Cu4Nb。

工作温度低于 500℃ 时，末级叶片和叉形叶根的销钉材料普遍采用 25Cr2MoVA，工作温度超过 500℃ 时，则可采

用 1Cr12WMoV 和 2Cr12NiMo1W1V。

表 4.6-10 不同工作温度下常用的叶片和围带材料

材料牌号	强度等级 (MPa)	适用温度 (℃)	工作条件
1Cr13	440	<450	一般级
2Cr13	490/590	<450	应力较高级
1Cr12Mo	550	<475	一般级
1Cr11MoV	490/590	<540	高温区级
2Cr12NiMo1W1V	760	<550	高温区级
2Cr10MoVNbN	690	<566	高温区级
1Cr12WMoV	590/690	<540	高温区和应力较高级
0Cr17Ni4Cu4Nb	590/755/890	<300	低温区拉应力大的低压级
1Cr12Ni2W1Mo1V	735	<300	低温区拉应力大的低压级
R26	550	<675	超超临界调节级中压第 1 级
1Cr11MoNiW1VNbN	760	<593	超临界、超超临界高温区级

6.2 安全系数和许用应力

为确保叶片的安全运行，设计时对叶片安全性的判别应从两方面考核，即考核叶片承受静应力和动应力的能力，只有两者都满足设计要求时叶片才是安全的。一般都采用许用应力和安全系数来考核叶片静应力（静强度）的安全性。

对工作在 450℃ 以下温度的叶片，以叶片工作温度时的材料屈服强度  $\sigma_{0.2}$  作为考核准则，选取安全系数，从而决定许用应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_{0.2}}{n}$ ， $n$  为元件的安全系数。

对工作在 450℃ 以上温度区的叶片，采用叶片工作温度时材料的高温屈服强度  $\sigma_{0.2}$ 、持久强度  $\sigma_{10^5}$ 、蠕变强度  $\sigma_{1/10^5}$  来选择许用应力，分别有  $[\sigma] = \sigma_{0.2}/n_{0.2}$  或  $[\sigma] = \sigma_{10^5}/n_{10^5}$  或  $[\sigma] = \sigma_{1/10^5}/n_{1/10^5}$ ，此时，叶片的许用应力应取上列三式中的最小值。

叶片、轮缘各部分受不同应力时的安全系数见表 4.6-11。

表 4.6-11 叶片、轮缘各部分受不同应力时的安全系数

安全系数		$n$	$n_{0.2}$	$n_{10^5}$	$n_{1/10^5}$
各部分应力	叶片型线部分总应力	1.7~1.9	2.0	1.7	1.1
	叶根总应力	1.7~1.9①	2.0	1.7	1.1
	围带、拉筋弯应力	1.7~1.9	2.0	1.7	1.1
	枫树形叶根、轮缘齿合成应力	2.25	2.25	1.4~1.85②	
	叶片铆钉头应力③				
	叶根、轮缘及销钉剪切应力	2.7~3	3.2	2.5	1.7
	叶根、轮缘及销钉挤压应力	1.1~1.2	1.2	1	0.65
	轮缘拉弯总应力	2.0~2.2	2.2	1.8	1.2

① 对叉形叶根，若叶根夹紧部分的弯应力包括在总应力内时，则可取  $n>1.3$ 。

② 随温度增加而增大。

③ 根据叶片的不同材料、结构形式、工作温度，铆钉头应力最大值可选取到 50~80MPa。

在 300、600MW 的大功率汽轮机中，对静应力的安全系数有进一步的要求。不调频叶片的安全系数要高于调频叶片，处于过渡区的安全系数则要高于其他工作环境的安全系数。对于自带围带的叶片，考虑到围带复杂的应力状态和应



力集中,叶片工作部分的顶截面处拉应力安全系数应取  $K > 3 \sim 6$ 。

### 6.3 蒸汽弯应力的限制

汽流激振力的强度与蒸汽力成正比,叶片动应力的 size 又与汽流激振力成正比。因此,限制蒸汽弯应力是防止叶片疲劳破坏的重要措施之一。由于汽轮机各级和叶片的结构形式不同,使得汽流沿圆周压力分布的不均匀度、激振大小及叶片中产生的动应力大小也不一样,因此,叶片允许的蒸汽弯应力必须按汽轮机级和叶片的不同结构形式分别进行选取。例如,对冲动式汽轮机的叶片工作部分,其各级允许的蒸汽弯应力范围如下:

部分进汽级  $[\sigma_{sb}] \leq 18 \sim 20 \text{ MPa}$

全进汽的排汽、抽汽级  $[\sigma_{sb}] \leq 25 \sim 35 \text{ MPa}$

其他全进汽级  $[\sigma_{sb}] \leq 30 \sim 45 \text{ MPa}$

一般地,自由叶片取下限,成组叶片取上限,在过渡区工作的叶片取下限或更小些。

当振动沿叶根下传时,叶根部分的蒸汽弯曲应力可参考上述要求。

对于反动式汽轮机,动叶片的蒸汽弯曲应力可以取得比冲动式汽轮机的大。

如今,在综合考虑了叶片静、动强度,振动特性以及工作环境后,叶片的蒸汽弯曲应力限制仅作为一个参考值。例如,自带围带整圈连接的叶片,由于结构阻尼大、动应力小,突破现有的蒸汽弯曲应力限制是可能的。

## 7 叶片振动强度安全准则

### 7.1 国内常用的叶片振动强度安全准则

动叶片的损坏绝大部分是由于叶片振动时动应力过大而产生的。我国在经过研究和大量统计运行机组叶片安全性的基础上制定出了电站汽轮机调频叶片和不调频叶片两种准则。这两个准则是动强度原理的校核准则,并综合考虑了叶片的工作状态和工作环境,以安全倍率  $A_b$  值作为判别准则。

#### 7.1.1 安全倍率 $A_b$ 值

叶片动强度指标的比值称为安全倍率  $A_b$ ,其值按下式计算,即

$$A_b = \frac{K_1 K_2 K_d}{K_3 K_4 K_5 K_p} \times \frac{\sigma_a^*}{\sigma_{sb}^*} \quad (4.6-49)$$

判别准则

$$A_b \geq [A_b]$$

式中:  $K_1$  为介质腐蚀系数;  $K_2$  为叶片表面系数;  $K_3$  为有效应力集中系数;  $K_4$  为通道系数;  $K_5$  为流场不均匀系数;  $K_d$  为尺寸系数;  $K_p$  为成组影响系数;  $\sigma_a^*$  为叶片材料的耐振强度, MPa;  $\sigma_{sb}^*$  为蒸汽弯曲应力在最小主惯性轴上的投影值, MPa;  $[A_b]$  为安全倍率界限值。

#### 7.1.2 不调频叶片振动强度安全准则

符合不调频叶片振动强度安全准则要求的压力级不调频叶片或叶片组,可以在共振状态下长期运行。

(1) 第一种不调频叶片(即切向 A0 型振动与  $kn_s$  频率共振)。该类型叶片的安全倍率界限值  $[A_b]$  见表 4.6-12。

表 4.6-12 A0 型振动与  $kn_s$  共振的安全倍率界限值  $[A_b]$

$k$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13~20	>20
$[A_b]$	—	10	7.8	6.2	5	4.4	4.1	4	3.9	3.8	3.7	3.5	3

(2) 第二种不调频叶片(即 B0 型振动与  $Z_n n_s$  共振)。此叶片的许用安全倍率  $[A_b] \geq 10$ 。

(3) 第三种不调频叶片(即切向 A0 型振动与  $Z_n n_s$  共振)。该类型叶片的安全倍率界限值  $[A_b]$  推荐为:

全周进汽级  $[A_b] = 45$

部分进汽级  $[A_b] = 55$

### 7.1.3 调频叶片振动强度安全准则

(1) 第一种调频叶片的考核准则(即 A0 型振动与  $kn_s$  的共振)如下。

1) 调频指标要求见 3.6 节。

2) 安全倍率要求。第一种调频叶片的安全倍率界限值  $[A_b]$  见表 4.6-13。

表 4.6-13 第一种调频叶片的安全倍率界限值  $[A_b]$

$k$	<2	2~3	3~4	4~5	5~6
$[A_b]$	自由叶片	4.5	3.7	3.5	3.5
	成组叶片	3.0			

(2) 第二种调频叶片的考核准则(即 B0 型振动与  $Z_n n_s$  的共振)如下。

1) 调频指标要求见 3.6 节。

2) 安全倍率。要求  $A_b$  大于第一种不调频叶片的安全倍率界限值  $[A_b]$  才是安全的。

## 7.2 其他的叶片振动强度安全准则

### 7.2.1 放大系数准则

对不调频铆接围带叶片组,一般使用放大系数值  $a$  作为考核叶片振动强度安全性的准则,即

$$a = \frac{\sigma_{osc}}{\sigma_{sb} K_f} \geq 0.8[a] \quad (4.6-50)$$

式中:  $[a]$  为在叶片的激振理论分析和多年的运行实践经验中总结出来的一组与叶片谐波数相关的许用放大系数值;当谐波数  $k$  为 4~17 时,  $[a]$  为 1.0~1.0;当  $k > 17$  时,  $[a] = 1.0$ ;  $\sigma_{osc}$  为材料的耐振强度, MPa;  $K_f$  为应力集中系数。

对于工作在排汽或抽汽前面的级  $a \geq 1.2 [a]$ 。

### 7.2.2 激励因子 S (STIMULUS) 准则

(1) 采用激励因子 S 值作为考核叶片振动强度的安全准则时,有

$$S(M) = \frac{\sigma_i}{\sigma_{vib}^{(M)}} \times 100 \quad (4.6-51)$$

式中:  $S(M)$  为在 M 模态下的激励因子, %;  $\sigma_i$  为失效力,即考虑了各种因素,如表面光洁度、尺寸大小、表面应力状态、工作环境、应力集中等后的叶片耐振强度, MPa;  $\sigma_{vib}^{(M)}$  为在 M 模态下的共振应力, MPa。

(2) 对低压调频叶片的考核准则。

除应符合 3.6 节中的调频要求外,还应满足激励因子的要求,即在未调开模态下,叶片任一部位的激励因子  $S(M)$  应该符合

$$S(M) \geq [S(k)]$$

式中: M 为未调开模态;  $[S(k)]$  为对应共振谐波数  $k$  的最小许用激励因子。当  $k$  为 5~14 及以上时,对亚音速叶片,  $[S(k)]$  为 2.05~1.0;对跨音速叶片,  $[S(k)]$  为 2.75~1.33。

(3) 自带围带叶片考核准则。

1) 调频要求。当单只叶片或整圈叶片的一阶弯曲振动静频率小于  $12n_s$  时,则需做静调频,避开率为  $\pm 12.5 \text{ Hz}$ ;

当一阶动频率小于  $6n_s$ ，则应符合上述“对低压调频叶片的考核准则”。

2) 激励因子要求。一阶和二阶振动时的激励因子  $S(M)$  应符合

$$S(M) \geq [S(k)]$$

式中： $[S(k)]$  为自带围带叶片对应共振谐波数  $k$  的最小许用

激励因子。当  $k$  为 5~14 时， $[S(k)]$  为 2.05~1.0； $k$  为 14~50 时， $[S(k)]$  为 1.0~0.5。

3) 如果单只叶片前六阶中的某一阶计算频率与喷嘴尾迹激振频率  $Z_0 n_s$  的避开率小于 15%，则要求该模态下的激励因子大于 2。

# 第 7 章 转 子 与 轴 系

## 1 转子结构

转子是汽轮机最主要的转动部件，是动叶片的载体，承担着传递功率的作用。高、中压转子处于高温蒸汽区，低压转子处于湿蒸汽区，三者都作高速旋转且需要承受各种复杂应力，有时还要经受激烈的振动，工作条件非常严峻，任何设计、制造和运行方面的疏忽都可能造成重大事故。因此，设计转子时要保证结构合理，避免应力集中，要加工方便，尽量减少不平衡量。

### 1.1 转子设计时需要考虑的问题

转子设计是一项非常复杂的工作，需要考虑各方面因素的影响，主要影响因素有：

- (1) 在工作转速下或超速时由动叶片和转子自身质量引起的离心应力（一般属于一次应力）是影响转子强度的最主要因素，它限制了转子的径向尺寸不可能设计得很大。
- (2) 工作状态下的热应力（二次应力）也是影响转子强度的主要因素。
- (3) 传递功率时轴颈处的扭应力以及短路等意外冲击时产生的瞬时扭应力的影响决定了轴颈等薄弱部位的直径不能太小。
- (4) 正常工作时或短路时的扭转力矩对联轴器螺栓产生的应力，要求联轴器螺栓要有足够的抗剪和抗拉强度。
- (5) 在启动、停机或负荷变化时由于温度瞬时变化产生的热应力，及其造成的转子低周疲劳损耗。
- (6) 本身质量引起的弯应力和轴系中心偏差引起的附加弯应力，及其造成的转子高周疲劳损耗。
- (7) 转子的应力腐蚀问题，对转子的工作环境、转子表面应力水平以及转子材料都提出了很高的要求。
- (8) 轴系横振和扭振分析，保证轴系具有良好的动特性。
- (9) 轴向推力的平衡，将推力盘单位面积的推力限制在合理范围内。
- (10) 超速计算分析，要求转子的转动惯量不能太小，保证超速在允许的范围內。
- (11) 地震加速度对推力盘、轴颈、联轴器的冲击。

### 1.2 转子的典型结构及特点

汽轮机转子最基本的结构形式有套装转子、整锻转子和焊接转子三种。有的汽轮机采用高压部分整锻、低压部分套装的组合转子。各种转子结构如图 4.7-1~图 4.7-4 所示。

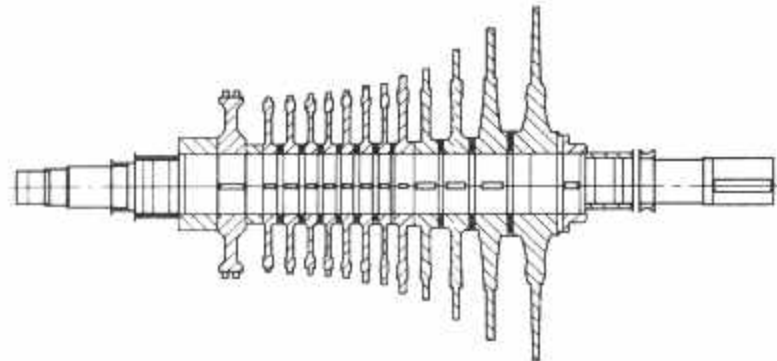


图 4.7-1 套装转子

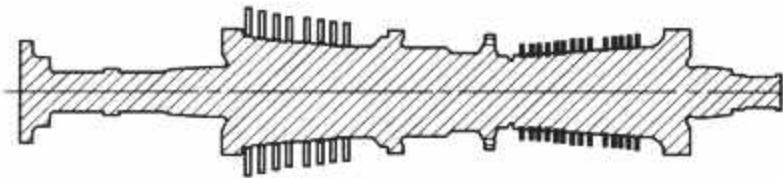


图 4.7-2 整锻转子

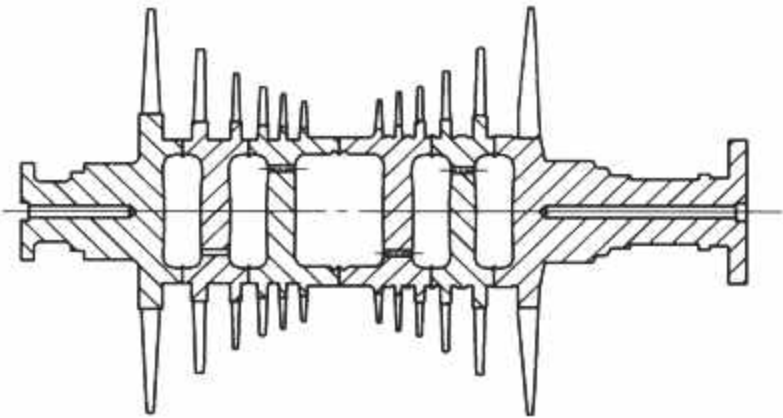


图 4.7-3 焊接转子

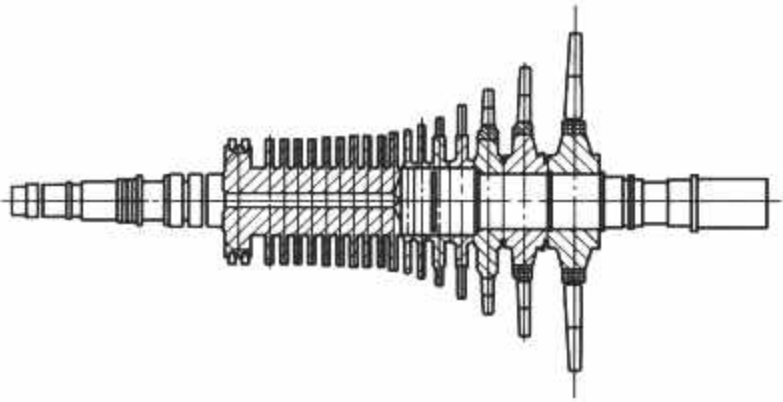


图 4.7-4 组合转子

转子结构的选择应结合自身的长处考虑汽轮机的形式、参数和功率等因素，遵循强度、振动安全，运行可靠，兼顾成本的原则。三种基本形式的转子特点比较见表 4.7-1。

表 4.7-1 三种基本形式的转子特点比较			
结构形式	特 点	优 缺 点	适用范围
套装转子	借助叶轮、联轴器与主轴之间的过盈配合将其热套套在主轴上，靠轴向键或径向键来传递扭矩	(1) 散件平行加工，工艺简单、周期短，锻件尺寸小，质量容易保证 (2) 散件材料可根据不同的工作环境灵活选择 (3) 转子刚性差，轮孔应力大，湿蒸汽区易产生应力腐蚀，高温环境下易松脱，不利于快速启动	(1) 常用于中低压汽轮机，工作温度不高于 400℃ (2) 强度等级低，在高转速汽轮机中，轮盘尺寸难以做大，功率提升困难



续表

结构形式	特点	优缺点	适用范围
整锻转子	整体锻压，一般无中心孔	(1) 结构紧凑，零件数量少，加工装配工作量小 (2) 刚性好，应力低，易快速启动 (3) 锻件尺寸大，设备和检验要求高，生产周期长	各种工作条件下的转子均可采用，可作为新设计转子的首选
焊接转子	由数个实心轮盘拼焊而成	(1) 重量轻，结构紧凑，刚性好，应力低，快速启动性能更好 (2) 锻件尺寸小，质量容易保证 (3) 可异种钢焊接，降低成本 (4) 焊接工艺复杂，对材料可焊性要求高，生产周期长	各种工作条件下的转子均可采用，多用于大功率汽轮机低压转子

无中心孔转子中心部位的切向应力约为有中心孔转子中心部位切向应力的一半，平均切向应力也比较低，可以采用屈服极限较低的材料。一般认为，低屈服极限材料对脆性破坏、缺陷敏感性及应力腐蚀破坏有较强的抵抗能力，设计中应优先选用无中心孔转子。随着锻造技术的提高，常规中心孔缺陷已经完全可以控制，采用无中心孔转子，能省去中心孔加工的成本。

1.3 转子结构设计

1.3.1 合理选择叶轮轮缘形式、轮体形状和几何尺寸

叶轮由轮缘、轮体和轮毂三部分组成，如图 4.7-5 所示。转子是动叶片的载体，轮缘的形式主要取决于动叶片叶根的形式，而叶根的形式主要取决于强度、加工条件和转子形式等因素。

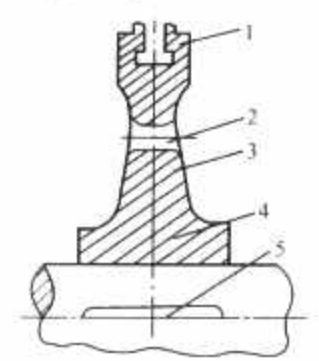


图 4.7-5 叶轮的结构组成示意图  
1 轮缘；2—平衡孔；  
3 轮体；4—轮毂；5—键

轮缘形式与动叶片叶根形式密切相关，其合理选取参见本篇第 6 章。  
轮体的主要形式有等厚度、锥形、双曲线形和等强度形。除圆周速度不大 ( $u \leq 120 \sim 130$  m/s)，应力不高时，为加工方便采用等厚度轮体外，一般均采用锥形或双曲线形轮体。整锻转子除高压调节级和低压末几级由于应力较大采用锥形轮体外，为加工方便，其余各级大都采用等厚度轮体。

轮孔是叶轮强度比较薄弱的部位，适当加长轮毂轴向长度可降低轮孔应力，但会导致转子长度增加、刚性降低。一般轮毂轴向长度取与轮体交接处叶轮厚度的 1.5~2.5 倍。

1.3.2 避免和减少应力集中

由于转子工作时承受较大的离心应力和热应力，在直径发生突变的部位，往往由于应力集中引起较大的局部应力，继而产生裂纹，因此设计时应注意以下几点：

(1) 直径发生突变的部位应用圆弧光滑过渡，避免尖

角。一般情况下，过渡圆角半径越大越好，最小半径应大于直径差的 1/4。对直径相差大的部位，可采用图 4.7-6 所示的方法增大过渡区圆角。

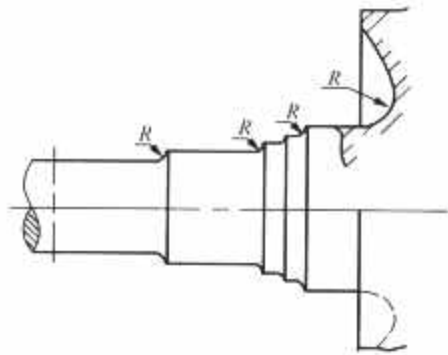


图 4.7-6 过渡区圆角

(2) 为了减少轴向推力，叶轮上一般要开平衡孔，平衡孔直径约为 30~50mm。开孔位置要选择轮体上应力较小的部位，孔边要倒圆角。平衡孔的数量应避开叶轮振动的节径数，一般取 5 或 7 只。

(3) 套装叶轮一般采用轴向键或端面径向键来传递扭矩，对轮孔应力较大的末几级套装叶轮，应采用端面键传递扭矩，以避免过大的应力集中。由于键槽底部圆角处容易积聚腐蚀介质而引起应力腐蚀，因此圆角应尽量加大。

1.3.3 高温转子的冷却

为降低高温区工作的转子热应力和转子表面温度，常采用温度较低的蒸汽来冷却高温转子表面和叶根部位，以延长转子寿命，减少转子弯曲的可能性。

合理的冷却可以使设计人员有条件选用低档次材料，大幅度降低机组成本，因此，冷却技术在超临界和超超临界机组上的应用显得尤其重要。不同的部件采用不同方案的冷却技术和冷却结构，图 4.7-7 所示为亚临界高压转子冷却图，图 4.7-8 所示为超超临界中压转子冷却图。

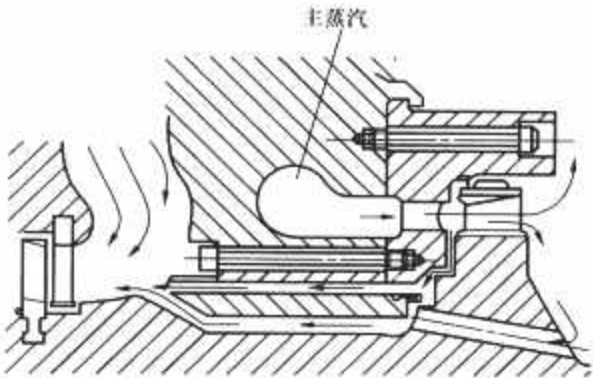


图 4.7-7 亚临界高压转子冷却图

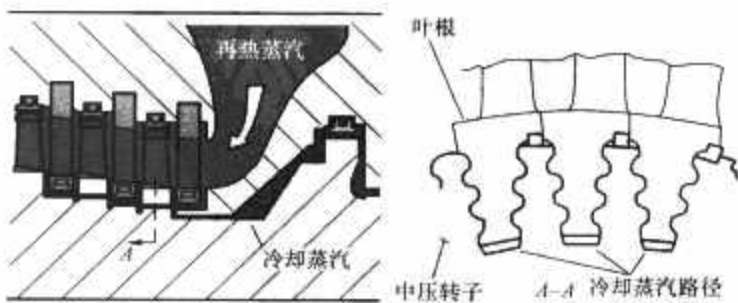


图 4.7-8 超超临界中压转子冷却图

冷却结构设计的关键技术主要有：

(1) 冷却参数的设计。冷却通道进口处冷却蒸汽的温度应低于高温部位的工作温度；冷却通道进口处冷却蒸汽的压力应高于冷却通道出口处的压力，以保证冷却蒸汽流过；冷却蒸汽的速度（或流量）不宜过大，对流放热系数不宜过大，以避免强对流引起的过大热应力。

(2) 冷却结构的设计。在冷却结构的设计方面, 级的反动度、叶片根部反动度、冷却通道的面积、汽封间隙、平衡孔的尺寸和形状等因素对冷却流量的影响比较大, 应通过结构设计合理分配冷却蒸汽的流量, 保证良好的冷却效果。

(3) 尽可能选用少量冷却蒸汽。采用蒸汽冷却技术, 要消耗一部分蒸汽, 影响汽轮机的经济性, 设计中应尽可能选用少量冷却蒸汽。

#### 1.3.4 转子动平衡校正面的考虑

为避免转子质量偏心过大, 以及在运行中产生较大的振动, 通常需要进行转子动平衡。设计转子时应考虑平衡校正面的设置, 该设置除了要方便制造厂内操作外, 还应满足在不开缸的情况下, 进行电厂轴系动平衡的需要。

一般认为, 工作转速小于第一阶临界转速的转子称为刚性转子; 工作转速大于第一阶临界转速的转子称为挠性转子。刚性转子与挠性转子的平衡校正面数是不同的。转子平衡校正面数通常采用  $n+2$  方法,  $n$  为低于工作转速的临界转速阶数。对于刚性转子, 需要两个平衡校正面, 若工作转速大于转子第一阶临界转速, 则平衡校正面数为 3, 依次类推。

刚性转子的两个平衡校正面分别位于转子本体 (或叶轮部分) 最外侧的端面上, 对于工作转速大于第一阶临界转速的挠性转子, 还应在转子中部, 接近一阶振型振幅最大处设置第三个平衡校正面。

平衡校正量的大小视转子的结构形式而定, 对于大型整锻低压转子可根据转子质量  $m$  按下面的经验公式计算, 即

1~10t 的转子校正量的大小为

$$U = 0.0197m^{1.2} \quad (4.7-1)$$

10~100t 的转子校正量的大小为

$$U = 0.0793m^{1.15} \quad (4.7-2)$$

式中:  $U$  为平衡校正量,  $\text{kg} \cdot \text{mm}$ ;  $m$  为转子质量,  $\text{kg}$ 。

例如: 低压转子质量为 60000kg, 工作转速大于转子第一阶临界转速, 取  $n=1$ , 所以平衡校正面数取为 3, 平衡半径为 550mm, 平衡块采用螺栓, 并沿圆周 32 个孔均布, 故每个平衡螺栓的质量为 0.457kg。

#### 1.4 转子的支撑方式

大多数情况下, 一根汽轮机的转子由两个轴承支撑, 整个汽轮机轴系有  $2N$  个轴承 ( $N$  为转子数量), 由于设计风格不同, 也有整个汽轮机轴系采用  $N+1$  个轴承的支撑方式。

轴承安放在轴承座内。一般高压转子轴承座为落地布置, 低压转子轴承座可以设计坐落在基础上, 也可以设计与排汽缸一体, 前者支撑刚度大, 抗振动能力强; 后者转子跨度小, 动静对中性能好。目前, 空冷机组低压轴承座为落地布置。

### 2 叶轮强度和振动

叶轮是高速旋转的部件, 除承受自身离心力外, 还要受到叶片、轴和蒸汽的作用力。设计叶轮时应保证有足够的强度和避开共振的裕量。通常用材料力学的方法计算叶轮强度, 对于不能满足平面假设的部位 (如轮孔和键槽等) 需要用弹性力学的方法核算; 当应力较高和温度梯度较大而叶轮某一局部区域的应力超过材料的屈服极限时, 还要用弹塑性理论进行分析。

#### 2.1 叶轮强度计算基础

##### 2.1.1 受力状况

叶轮在正常工作时受到下列负荷的作用:

- (1) 离心力。叶轮本身和叶片、围带、拉筋以及其他附件产生。
- (2) 轴向力。由蒸汽作用于叶片和轮体上产生。
- (3) 周向力。由蒸汽作用于叶片上产生。
- (4) 温度应力。由于叶轮沿径向和轴向受热不均匀产生。
- (5) 过盈力。对套装叶轮, 由于过盈而产生轴对轮孔的作用力。

- (6) 振动力。叶片和叶轮振动时产生。

上述作用力中, 轴向力、周向力比较小, 一般在应力分析中可以忽略; 振动力在振动计算中分析。

##### 2.1.2 假定条件

叶轮强度计算基本公式除满足材料力学的基本假设外, 一般还有以下假定条件:

- (1) 叶轮的形状和承受的载荷是轴对称的, 即在相同半径圆周上的径向应力和应变, 切向应力和应变均为常数。
- (2) 叶轮厚度比叶轮外径小得多, 近似认为应力沿厚度方向保持不变。
- (3) 叶轮的应力不引起塑性变形。
- (4) 叶轮温度仅沿径向变化。

##### 2.1.3 二次计算法

实际叶轮的应力计算通常采用二次计算法, 该方法建立在应力叠加原理的基础上, 因为任意半径上的应力都是内、外直径上应力的线性函数, 总的应力是由各种载荷单独作用时产生的应力叠加。以下介绍的计算方法, 不考虑叶轮温度沿径向变化的情况。此时, 叶轮的微分方程可写成

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \left( \frac{1}{b} \times \frac{db}{dr} + \frac{1}{r} \right) \frac{du}{dr} + \left( \frac{\mu}{b} \times \frac{db}{dr} - \frac{1}{r} \right) \frac{u}{r} + \frac{1-\mu^2}{E} \rho r \omega^2 = 0 \quad (4.7-3)$$

式中:  $r$  为叶轮某截面的半径,  $\text{m}$ ;  $u$  为在应力作用下微元体在半径  $r$  处的径向伸长,  $\text{m}$ ;  $b$  为半径  $r$  处的叶轮厚度,  $\text{m}$ ;  $E$  为叶轮材料的弹性模量,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为泊松比;  $\rho$  为叶轮材料密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\omega$  为叶轮旋转角速度,  $1/\text{s}$ 。

对于等厚度的叶轮, 用式 (4.7-3) 可求得精确解; 对于实际使用的厚度变化的叶轮, 可以将叶轮分成若干等厚度段, 如图 4.7-9 所示, 假定径向应力  $\sigma_r$  和切向应力  $\sigma_t$  沿叶轮厚度方向均匀分布, 采用二次计算法进行计算, 即对每一等厚度段分别按二次不同条件计算, 再利用叠加原理, 从而得到叶轮各段的真实应力。

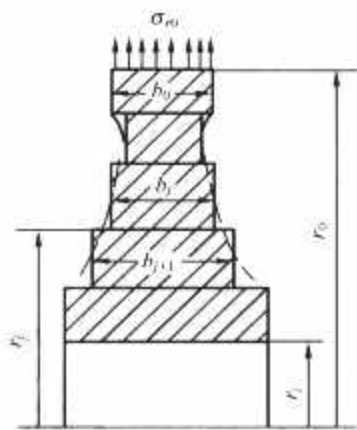


图 4.7-9 二次计算法用图

在对实际叶轮进行简化时, 应合理分配各叶轮段的尺寸, 尽量使真实轮体型线交于竖直阶梯线的中点, 外径  $r_0$  通常取叶根槽底的半径或颈部半径, 厚度  $b_i$  取该段的平均厚度, 同时应使每段内外半径厚度改变量不大于 15%~20%。

#### 2.2 套装叶轮装配过盈量和应力分析

套在轴上的叶轮, 由于离心力的作用, 随转速升高, 轮孔会增大, 叶轮和轴之间会产生间隙。如果要保证工作时叶轮和轴紧密接触, 则装配时二者之间必须采用过盈配合, 使



叶轮内孔受到一定的径向应力。通常把过盈（或径向应力）等于零时所对应的转速叫做松动转速。由于加工公差，叶轮和轴间有最大过盈  $\Delta_{\max}$  和最小过盈  $\Delta_{\min}$ ；最大过盈对应的松动转速为最大松动转速  $n_{\max}$ ，最小过盈对应的松动转速为最小松动转速  $n_{\min}$ 。过盈计算可以按给定的  $n_{\min}$  确定最小过盈或给定过盈确定  $n_{\min}$ 。

最小松动转速必须大于最大工作转速，并确保汽轮机进行超速试验时不会产生松动。

对于轮毂较宽的叶轮，由于叶轮内孔表面应力沿轴向分布不均，因此，实际的松动转速比计算的松动转速要高。

叶轮过盈计算和应力计算组成了叶轮的强度计算，两者是相互联系的，一般应同时计算。

### 2.3 用有限元法进行叶轮强度分析

叶轮是回转体，用有限元法分析叶轮强度完全可以当成

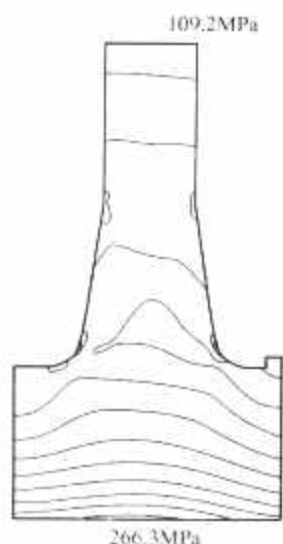


图 4.7-10 叶轮的离心应力分布

轴对称问题。叶轮上作用的载荷、所受的约束对于汽轮机轴线都是回转对称的，不需要再作其他任何假设。采用有限元法能够计算出叶轮的离心应力和由于温度分布不均产生的热应力，给出应力的轴向分布情况以及局部峰值应力，计算精度比常规计算高出很多，从而为叶轮的结构优化提供了一种有效的工具。图 4.7-10 所示为某级叶轮的离心应力有限元计算结果，从中可以清楚地看到应力沿径向和轴向的分布情况。

目前，国内外有限元结构分析通用的计算软件有许多种，计算方法成熟，使用简便。对于改动较大的或新设计的叶轮，为保证安全，应采用有限元方法进行分析校核。

### 2.4 叶轮振动

在汽流脉动力的作用下，叶轮可能产生轴向振动。根据激振力的大小，叶轮振动的形式大致有四种：

- (1) 伞型振动。
- (2) 节点圆的振动。
- (3) 节点直径的振动。
- (4) 几种振型的复合振动。

实践证明，伞型振动和具有节点圆的振动只有在叶轮刚度不足的情况下才可能发生，汽轮机的叶轮中很少遇见，具有节点圆和节点直径的复合振动更为少见。叶轮容易引起共振，通常只需要计算这种振动频率，使它与激振频率避开一定的范围。

由于叶轮上装有叶片，所以叶轮振动又称为轮系振动，轮系振动的自振频率随节点直径的增加而增大，趋向于叶片一阶轴向振动的自振频率。节点直径数越少，振幅越大，危险性越大。

轮系振动的自振频率取决于轮系的质量、刚度和阻尼，转动叶轮的离心力会增强轮系的刚度，提高自振频率。转动时轮系的自振频率为

$$f_d = \sqrt{f^2 + Bn^2} \quad (4.7-4)$$

式中： $f_d$ 为轮系的动频，Hz； $f$ 为轮系的静频，Hz； $B$ 为动频系数； $n$ 为叶轮的转动频率，Hz。

动频系数  $B$  与振型有关，节点直径数越少，叶轮的质量和刚度越小， $B$  值越小，通常可用实测或近似公式计算，一般情况下  $B$  介于 2~5。

具有节点直径的振动，沿叶轮圆周方向展开，可以得到一个波浪形曲线，这条曲线可认为是由两个行波叠加而成，它的角速度为  $\lambda/k$ ， $\lambda$  为轮系振动圆频率， $k$  为节点直径数。与旋转方向相同的行波成为前行波，相反的称为后行波，其转速分别为

$$n_f = \frac{f_d}{k} + n \quad (4.7-5)$$

$$n_b = \frac{f_d}{k} - n \quad (4.7-6)$$

后行波转速为零时的转速称为临界转速，此时

$$n_c = \frac{f_d}{k} = \frac{f}{\sqrt{k^2 - B}} \quad (4.7-7)$$

当  $n_f$  为  $n$  的整数  $m$  倍时的转速称为上共振转速，表达式为

$$n_u = \frac{f}{\sqrt{(m-k)^2 - B}} \quad (4.7-8)$$

当  $n_b$  为  $n$  的整数  $m$  倍时的转速称为下共振转速，此时该转速可表示为

$$n_l = \frac{f}{\sqrt{(m+k)^2 - B}} \quad (4.7-9)$$

实践证明，在轮系振动中，处于临界转速下的共振是最危险的。通常不允许叶轮在  $k=2, 3, 4, 5, 6$  的临界转速下运行，同时要避开  $m=1, 2$  而  $k=2, 3$  时的共振转速。因此，在设计和运行中，要求工作转速对上述转速有一定的避开率。设轮系振动的安全避开率为  $\Delta n$ ，则

$$\Delta n = \frac{n_d - n}{n} \times 100\% \quad (4.7-10)$$

式中： $n_d$ 为轮系的临界转速或共振转速； $n$ 为叶轮的工作转速。

轮系振动安全避开率可采用表 4.7-2 中给出的规定。

表 4.7-2 轮系振动的安全避开率

节径数 $k$	2	3~4	5~6
安全避开率 $\Delta n$ (%)	$\pm 15$	$\pm 10$	$\pm 5$

## 3 转子强度

转子强度分析的主要内容就是确定转子在各种可能存在的危险工况下的应力状态，并根据相应的考核规范进行安全评判。

转子强度的计算方法包括古典弹性理论计算方法和有限元计算方法。古典弹性理论计算方法一般将转子简化为环、盘、圆柱体等，并都假设为平面应力或平面应变状态，且它们的形状都为轴对称。在叶根附近不完全是轴对称，需要单独作研究；轮盘上有孔（为了压力平衡或穿拉杆）时，轴对称被破坏，然而这些孔的应力集中很容易求出。当轮盘与轮盘之间，以及轮盘与其他零件连接在一起时（通常这种连接在轮缘或中部半径上），连接部位一般为圆柱形或锥形。按照古典弹性理论计算方法，首先写出单个轮盘或壳形零件的微分方程并代入连接的边界条件，大多可满足工程要求。许多资料，如参考文献 [9]、[10] 均给出了或分段计算或整体连接计算的方法。古典弹性力学计算方法在过去计算机技术不够发达和普及时，曾得到广泛地应用。

然而，在一些几何形状复杂，甚至温度场也很复杂，超



出古典弹性理论计算范围时,要想获得较高的精度,则可采用有限元法。有限元法不仅可以对任意形状和任意温度分布的转子进行计算,而且可以计算诸如圆角的应力集中、套装转子的接触等问题。随着计算机技术和商业通用结构分析软件的迅速发展,转子有限元计算方法已基本替代了古典弹性理论计算方法。因此,本节以下内容大多基于有限元计算方法展开。

转子强度分析的具体内容包括转子的常规温度场、应力场及位移计算,高温蠕变应力分析,转子高、低周疲劳分析及转子缺陷裂纹扩展的断裂力学分析。

3.1 转子强度分析应考虑的主要问题

随着机组容量不断扩大、参数不断提高,转子设计要求具有更高的可靠性。不同的工作温度和负荷,影响转子强度的主要因素不同,也有不同的考核准则。火电高压、中压转子在启停和变负荷工况下受很大热应力,低压和核电转子以机械应力为主,焊接转子则温度应力较小。转子设计的主要影响因素见表 4.7-3。

表 4.7-3 汽轮机转子设计的主要影响因素

影响因素	高压转子	中压转子	低压转子
离心力	●●	●●	●●●
扭矩	●	●	●
弯矩	●	●	●
扭振	●	●	●●
稳态温度应力	●	●	●
瞬态温度应力	●●●	●●●	●●
应力腐蚀	●	●	●●●

●●●表示非常重要 ●●表示重要 ●表示一般考虑

3.2 转子应力的有限元计算

3.2.1 边界条件

转子的有限元应力分析同叶轮一样属于轴对称问题,正确的边界条件是计算结果正确的前提条件,也是有限元分析方法的关键技术。

转子常规应力有限元计算首先要进行转子的温度场分析,用于转子应力计算(强度考核)和位移计算(差胀分析)等。在进行稳态温度场分析时,凡与汽流接触的边界,取蒸汽的温度作为转子边界的温度,便可以达到一般的分析精度,如果要更加准确,则要引入换热系数;在进行瞬态温度场分析时,换热系数的影响非常大,汽轮机启动或停机各阶段,不同结构部件表面的换热条件由强迫对流、自然对流、辐射、凝结等不同物理过程所组成,换热系数计算比较复杂,不同资料提供的计算公式会有相当大的出入,为保证安全,有时换热系数可取偏大值;转子中心为绝热。

在计算转子热应力和离心应力时,转子轮盘的外径一般取至叶根槽底部,叶片的离心力和轮缘的离心力均匀地分布在外径节点上。蒸汽压力的影响很小,一般可以不作考虑。

约束方面可假定转子推力盘处或任一端部轴向位移为零,另一端为自由端。

3.2.2 主要应力计算内容

根据转子工作环境、载荷特点和区域,需要计算不同的应力,进行不同要求的考核,如高温区域的转子需要分析最大蠕变应力,以防止长期运行发生蠕变破坏;湿蒸汽区域工作的低压转子,需计算及考核其表面最大主应力,以防止 NiCrMoV 材料发生应力腐蚀等。常规有限元转子需要计算平均切向应力、高温转子最大蠕变切向应力、中心孔或中心

线位置处切向应力、低压转子表面最大主应力和转子轴颈不同工况下的最大剪应力。

为确保汽轮机转子安全运行,世界各国的汽轮机制造厂商都制订了转子有限元计算的应力考核准则。

3.3 转子疲劳分析和考核

根据应变类型,转子疲劳可分为两类:高周疲劳和低周疲劳。转子高周疲劳是指低应力(应力小于材料屈服极限)和高寿命(循环次数大于  $10^5$  次)的疲劳,其交变载荷与转速相关;转子低周疲劳是指高应力低寿命的疲劳,其交变载荷与机组启停、变负荷等相关。

3.3.1 转子高周疲劳分析

转子高周疲劳主要发生在转子汽封槽、退刀槽、倒角等应力集中的区域。转子在正常工作的状态下,除了承受离心力、温度应力、蒸汽压力、额定扭矩等稳态载荷外,同时也承受着转子自重,转子不对中甚至扭振引起的交变弯矩载荷。转子高周疲劳分析的目的就是针对这些应力集中部位,进行正常工况及危急工况的疲劳强度分析和考核。

理论上,工作应力小于疲劳极限的设计称为无限寿命设计,实际操作中为保证安全,要增加安全修正系数;工作应力高于疲劳极限的设计称为有限寿命设计。

高周疲劳分析首先要通过有限元方法计算出工作应力,再借助转子材料的 S-N 曲线(应力水平和标准试样疲劳寿命之间关系曲线)得到实际运行的寿命损耗。每种转子材料都有它的强度极限和疲劳极限, S-N 曲线各不相同,需作具体分析。

3.3.2 转子低周疲劳分析

汽轮机频繁启动、变负荷和停机将在转子中产生交变的热应力、机械应力、热应变和机械应变,从而可能产生疲劳损伤,这就涉及转子的低周疲劳分析。由于在设计中无法完全消除交变的热应变和机械应变,因此,需对此交变应变作出评估,以保证汽轮机转子在服役期内无裂纹运行。

汽轮机转子由于低周疲劳导致失效主要发生在局部高应变区域。低周疲劳分析要求了解汽轮机有效循环,包括设计寿命内启停次数和变负荷次数,以及相应工况下的蒸汽条件。通过计算机有限元热分析,由蒸汽温度变化可以导出金属温度梯度,由此可计算出局部区域的热应力和应变。

有限元分析的目的在于计算出汽轮机转子局部区域承受的高应变幅,然后通过疲劳寿命设计曲线确定出汽轮机部件在裂纹形成前能够承受多少次应力循环。

(1) 典型机组运行启停数据的确定。根据汽轮机类型(核电机组、燃煤机组)、负荷、用途(带基本负荷、两班制运行、调峰运行)等的不同,机组设计启停次数、变负荷次数相差很大,一般根据合同确定寿命指标数据。对于进口机组,可按合同的规定,合同中未明确的也可按国际标准的规定值进行。表 4.7-4 和表 4.7-5 给出了典型机组的启停数据,可供寿命分析时参考。

表 4.7-4 典型机组负荷分配

设计寿命 30 年			
机组类型	带基本负荷 (年)	带中等负荷 (年)	调峰 (年)
大功率核电机组	20	10	0
大功率燃煤机组	5	10	15
中等功率机组	0	15	15
调峰机组	0	0	30

表 4.7-5 典型机组的启停数据

事 件	基本 负荷 机组	中等 负荷 机组	调峰 机组	常规机组			
				基本 负荷 5 年	中等 负荷 10 年	调峰 15 年	合计 30 年
启动	30 年设计周期内启动次数						
冷态启动—煤电	100	100	100	15	35	50	100
冷态启动—核电	400	400	400	60	140	200	400
温态启动	100	1700	1700	20	600	850	1470
热态启动	150	8000	8000	25	2700	4000	6725
极热态启动	150	150	1700	25	50	850	925
变负荷	30 年设计周期内变负荷次数						
大负荷变化	2100	12 000	13 000	400	4000	6600	11 000
小负荷变化	17 000	22 000	28 000	2800	7300	14 000	24 100
停机	30 年设计周期内停机次数						
脱扣或甩负荷	300	300	300	50	100	150	300
强迫停机	100	100	100	20	40	60	120
正常停机	100	9550	11 100	15	3245	5540	8800

(2) 低周疲劳寿命计算。汽轮机关键部件的疲劳寿命分析, 首先应通过有限元瞬态温度场、应力场计算, 确定部件各关键部位在启动、停机和负荷变动等过程中的最大峰值应变。表 4.7-6 给出了汽轮机转子某寿命薄弱部位在各种瞬态过程中最大峰值应变的有限元计算结果。

表 4.7-6 某寿命薄弱部位在瞬态过程中最大峰值应变的有限元计算结果

瞬态过程	30 年内累计次数	最大局部峰值应变
冷态启动过程	400	-0.004 5
温态启动过程	2000	-0.002 3
热态启动过程	5000	-0.001 2
大负荷变动—降	5000	+0.001 2
大负荷变动—增	5000	-0.001 2
小负荷变动—降	10 000	+0.000 3
小负荷变动—增	10 000	-0.000 3
脱扣或甩负荷	300	+0.001 5
强迫停机	100	+0.000 9
正常停机	7000	+0.000 3

最大峰值应变确定后, 按形成最大应变幅配对原则, 确定所有可能的应力循环以及对应该应力循环下的循环次数  $n_i$ 、最大应变幅值, 并查询疲劳寿命  $\epsilon-N$  曲线 (应变与疲劳寿命的关系曲线) 得到相应的疲劳寿命  $N_i$ , 最终确定低周疲劳寿命损耗。低周疲劳寿命累积损耗  $E_n$  的计算见式 (4.7-11)。

$$E_n = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \cdots + \frac{n_n}{N_n}$$

(4.7-11)

表 4.7-7 给出了汽轮机转子的典型寿命分析。

表 4.7-7 汽轮机转子的典型寿命分析

应力循环配对		30 年累 计次数 $n_i$	最大局 部峰值 应变幅	疲劳寿 命 $N_i$	使用率 ( $n_i/N_i$ )
负峰值应变	正峰值应变				
冷态启动过程	脱扣或甩负荷	300	0.006 0	5.0E3	0.060 0
冷态启动过程	大负荷变动—降	100	0.005 7	5.7E3	0.017 5
温态启动过程	大负荷变动—降	2000	0.003 5	2.1E4	0.095 0
大负荷变动—增	大负荷变动—降	2900	0.002 4	6.0E4	0.048 3
大负荷变动—增	强迫停机	100	0.002 1	9.2E4	0.001 1
热态启动过程	小负荷变动—降	5000	0.001 5	2.9E5	0.017 2
大负荷变动—增	小负荷变动—降	2000	0.001 5	2.9E5	0.006 9
小负荷变动—增	小负荷变动—降	3000	0.000 6	$N>1E7$	0.000 0
小负荷变动—增	正常停机	7000	0.000 6	$N>1E7$	0.000 0

注 该转子的累积寿命损耗  $E_n = \sum(n_i/N_i) = 0.25$ 。

3.4 转子断裂力学分析和考核

转子总寿命由无裂纹寿命和裂纹扩展寿命组成。裂纹形成前的应力循环称为无裂纹寿命。无裂纹寿命属于传统疲劳强度设计的范畴。假设探伤后发现转子具有初始裂纹, 则属于断裂力学裂纹扩展寿命分析的范畴。

3.4.1 裂纹疲劳扩展寿命计算

一个具有初始裂纹  $a_0$  的构件, 在低于临界应力的静应力作用下是不会发生破坏的, 但在交变应力的作用下, 裂纹会缓慢扩展, 当裂纹扩展到临界裂纹尺寸  $a_{cr}$  时, 就会发生失稳扩展而断裂。

金属材料的疲劳断裂过程, 大致分为四个阶段:

- (1) 滑移生核阶段。裂纹尺寸介于  $10^{-4} \sim 10^{-5}$  mm, 为晶粒尺寸。
- (2) 微观裂纹扩展阶段。裂纹尺寸  $< 0.05$  mm, 扩展速率为  $10^{-5}$  mm/N。
- (3) 宏观裂纹扩展阶段。 $0.05$  mm  $<$  裂纹尺寸  $< a_{cr}$ , 扩展速率为  $10^{-3}$  mm/N。
- (4) 失稳扩展阶段。裂纹扩展速率可以采用著名的帕里斯 (Paris) 公式表示, 即

$$da/dN = C(\Delta K)^m$$

(4.7-12)

取对数后, 有

$$\lg(da/dN) = \lg C + m \lg(\Delta K)$$

(4.7-13)

$\lg(da/dN)$  与  $\lg(\Delta K)$  的关系曲线见图 4.7-11。

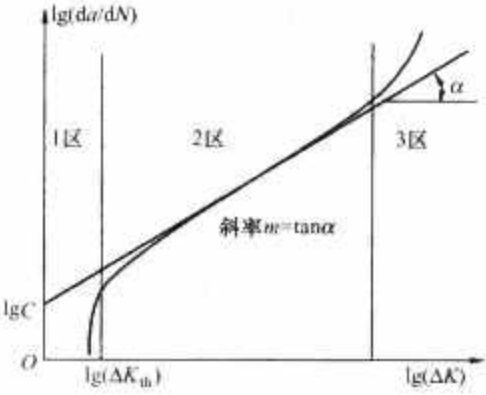


图 4.7-11  $\lg(da/dN)$  与  $\lg(\Delta K)$  的关系曲线

$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = \alpha \sigma_{\max} \sqrt{\pi a} - \alpha \sigma_{\min} \sqrt{\pi a} = \alpha \Delta \sigma \sqrt{\pi a}$   
式中:  $\alpha$  为几何修正系数;  $a$  为裂纹尺寸;  $\sigma_{\max}$  为最大应力;  $\sigma_{\min}$  为最小应力。

$\Delta K_{th}$  为门槛值, 小于门槛值时, 裂纹基本上不扩展。在门槛值下进行的设计称无限寿命设计。



影响疲劳裂纹扩展的因素包括平均应力、过载峰、加载频率、温度及腐蚀环境。

### 3.4.2 蠕变疲劳交互作用下的裂纹扩展寿命分析

工程上,蠕变与疲劳共同作用下的裂纹扩展寿命计算可根据 Miner 寿命损伤线性叠加原则,得到汽轮机转子的裂纹扩展寿命损耗  $D$  为蠕变裂纹扩展寿命累积损耗  $D_c$  和疲劳裂纹扩展寿命累积损耗  $D_n$  之和,即

其中

$$D = D_c + D_n$$

$$D_c = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{T_i} = \frac{t_1}{T_1} + \frac{t_2}{T_2} + \frac{t_3}{T_3} + \cdots + \frac{t_n}{T_n}$$

$$D_n = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \cdots + \frac{n_n}{N_n}$$

(4.7-14)

式中:  $t_i$  为某应力循环  $i$  下的实际保载时间;  $T_i$  为某应力循环  $i$  下部件的最大可承受时间;  $n_i$  为某应力循环  $i$  下的实际循环次数;  $N_i$  为某应力循环  $i$  下部件的最大可承受循环次数。

通常,若  $D = D_c + D_n \leq 1$ , 则蠕变疲劳寿命设计合格;若  $D = D_c + D_n > 1$ , 则蠕变疲劳寿命设计不合格。

## 4 联轴器

联轴器将汽轮发电机组的各转子连接成一根轴系,其主要功能是传递扭矩,同时也传递推力、横向剪切力和横向弯矩。常见的汽轮发电机组联轴器有刚性联轴器、半挠性联轴器和齿式联轴器。齿式联轴器结构复杂,且受到齿面接触应力的限制,已经很少采用。

联轴器选型时应考虑汽轮机功率的大小,即传递扭矩的大小、轴承负荷分配、机组相邻两转子中心的变化情况以及结构外形尺寸和安装维修空间等因素。

联轴器的有关尺寸有一定要求,可参照 JB/T 1329—1991《汽轮机与汽轮发电机连接尺寸》的规定,也可按照自身的设计规范进行设计。

### 4.1 刚性联轴器

刚性联轴器如图 4.7-12、图 4.7-13 所示,它由两半辐轮组成,可过盈热套在轴端上,配以轴向键;也可分别与轴锻为一体,后者可作为设计的首选形式。刚性联轴器采用法兰上的凸肩对中,靠连接螺栓传递扭矩。

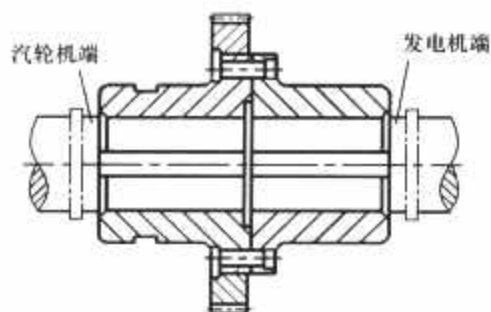


图 4.7-12 刚性联轴器 I

刚性联轴器具有结构简单、加工方便和传递扭矩大等优点,缺点是传递振动和轴向位移,制造和安装要求高,当轴系中轴承标高有变化时,对其相邻轴承的负荷分配的影响也较大。大容量汽轮机中普遍采用刚性联轴器。

### 4.2 半挠性联轴器

半挠性联轴器如图 4.7-14 所示,它的典型结构是在两

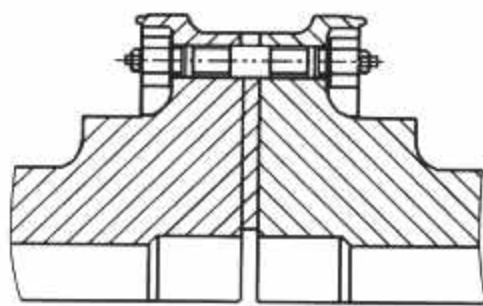


图 4.7-13 刚性联轴器 II

半联轴器之间用一个带波形的半挠性套筒连接起来,并以配合螺栓紧固。两半联轴器的结构与刚性联轴器基本相同,波形套筒在扭转方向是刚性的,在弯曲方向则是挠性的,允许两转子中心有少许的偏差,可以补偿汽轮机和发电机转子两相邻轴承由于低压缸抽真空、轴承和轴承座的温差等因素引起轴承标高变化的影响,减少两转子间振动的相互干扰。

半挠性联轴器通常用于连接汽轮机转子与发电机转子,对转子间的对中要求较低,但波形节的加工作量较大,一般用于中等容量机组上。

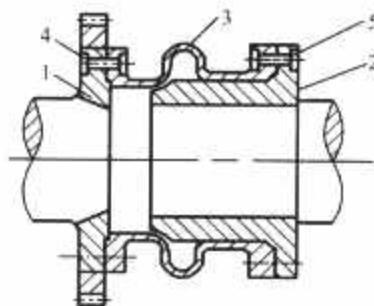


图 4.7-14 半挠性联轴器

1、2—联轴器; 3—波形套筒; 4、5—螺栓

### 4.3 特殊形式的联轴器

在单轴联合循环机组中,燃气轮机和汽轮机共同拖动一台发电机,为保证启动和运行的灵活性,特别设计了一种同步联轴器。同步联轴器设置在发电机和汽轮机之间,采用棘轮、棘爪和螺旋线结构,在运行中可以根据需要方便地解列和连接汽轮机。当汽轮机转速超过发电机转速时,同步联轴器会自动啮合;当汽轮机转速低于发电机转速时,同步联轴器则会自动脱开。这种联轴器为专用联轴器,结构复杂、加工装配要求都很高。

还有一种联轴器采用液压螺栓连接,如图 4.7-15 所示,和普通联轴器螺栓功能一样,扭矩主要靠螺栓的剪切来承受。螺栓和套筒的结合面有一定的锥度,利用专门的液压工具,按照给定的油压拉伸螺栓,使螺栓和套筒内壁以及套筒外壁和孔之间良好地接触,保证螺栓的预紧力。

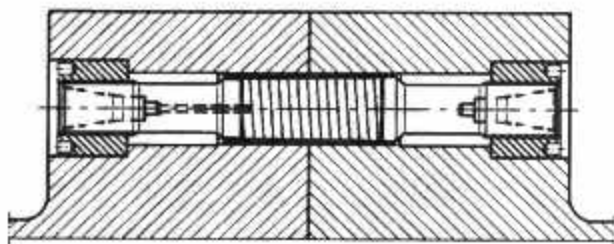


图 4.7-15 液压螺栓联轴器布置

### 4.4 联轴器设计中必须考虑的几个问题

(1) 刚性联轴器和半挠性联轴器强度计算时应以短路扭矩加最大工作扭矩来校核螺栓或波形套筒的挤压应力和剪切应力。波形套筒的刚度可通过有限元计算或实测得到。



(2) 热套在转子上的半联轴器应计算离心应力和热套过盈量,以保证在工作转速和超速时不发生松动。

(3) 为减小高速旋转时的鼓风损失,通常将连接螺栓的端部和螺母埋入法兰端面内,并在外侧加装挡风板。某些鼓风损失大的联轴器,会导致环境温度明显升高,影响机组安全性,因此要增加喷油冷却装置。

## 5 轴系的动态特性

汽轮机转子不但要有足够的强度,还要有良好的振动特性来保证机组安全运行。轴系由多根转子连接而成,其振动特性是指各转子振动响应的大小。转子系统的振动不但取决于转子的刚度,还与支撑系统的特性有关。一般情况下,当支撑刚度大于 $10^{13}$  N/m时,称为刚性支撑;当支撑刚度小于 $10^{13}$  N/m时,称为柔性支撑。轴系与单个转子有着相似的振动特性,但由于计入了转子间的相互影响,振动特性又有一定的变化,分析方法和内容完全相同,单转子的振动特性分析可参见参考文献。对于多跨单轴的汽轮发电机组来说,在设计中应使轴系中各单转子的振动特性具有正交性,从而减小转子间的相互影响。

轴系性能分析主要是系统的静态分析和动态分析。动态分析主要讨论三个方面的问题:一是转子系统的固有频率(系统的各阶横振频率和各阶扭振频率)与系统工作频率之间的关系,以保证转子系统的各阶频率相对工作频率有足够的避开余量;二是讨论外界扰力与转子系统振动幅值之间的关系(不平衡响应及转子对不平衡响应的敏感性计算),保证在各种扰力的作用下载子系统的振动幅值应小于某一限定值;三是讨论转子系统的振动特性随时间的变化趋势(系统稳定性),保证振动特性随时间的延长呈稳定或收敛状态。

转子振动大致上可分为两类,即横向振动和扭转振动。前者是分析转子在受到径向扰力时转子的弯曲振动,后者是分析转子在受到扭矩作用时的扭转振动。当有外界扰力或扰力矩持续作用时,转子进行强迫振动,否则,进行自由振动。

计算转子振动特性的方法很多,目前应用比较广泛的是传递矩阵法,该方法计算快,使用方便,但容易产生漏根现象;有限元法也是广泛使用的方法之一,它计算精度高,无漏根现象。

从实际应用的角度出发,考虑各种综合因素的振动特性更为重要,如轴系的弹性临界转速、不平衡响应的幅值和峰值转速、轴系对数衰减率以及扭振频率和短路应力等。

### 5.1 计算模型简化

模型简化是把实际连续的转子离散成适合计算的模型,具体来说就是对转子本身和支承部件的简化。对于转子,按照轴段直径的大小分成若干等直径段,每段用有质量无弹性的质点和有弹性无质量的弹簧表示,一根转子就由许多质点和弹簧串联而成,轴承中油膜对转子的影响可模化成弹簧和阻尼器(油膜的8个动力特性系数),轴承座也可以用弹簧和阻尼器来进行模化,计算模型如图4.7-16所示。根据轴段的几何尺寸,求出轴段的质量和转动惯量(或惯性矩)。对于相邻两轴段直径发生突跳的情况,应舍去不提供刚度的断面部分,轴段模型简化示意如图4.7-17所示。

轴段惯性直径的确定如下:

对于等直径的轴段,无论是横振还是扭振,有效惯性直径等于轴段的内外径,截面惯性矩为

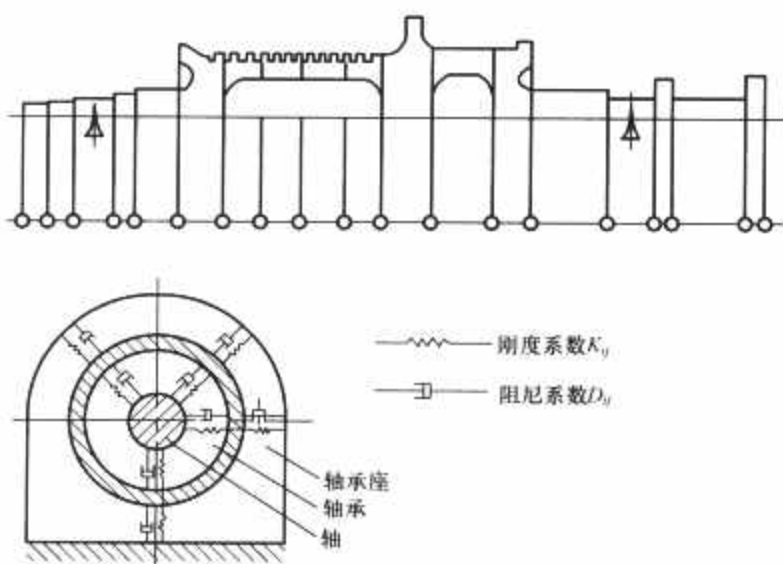


图 4.7-16 计算模型

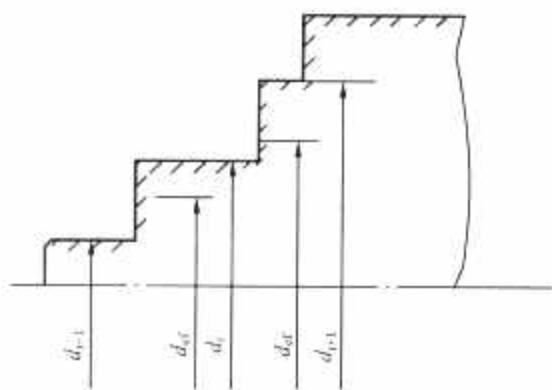


图 4.7-17 轴段模型简化示意

$$\left. \begin{aligned} I_p &= \frac{\pi}{32} (d_i^4 - d_o^4) \\ I_d &= I_p / 2 \end{aligned} \right\} \quad (4.7-15)$$

对于直径突跳的轴段,横振惯性直径可按惯性平均或几何平均法求得:

惯性平均法

$$d_{ef} = \left[ \frac{d_{i-1}^4 + d_i^4}{4} + \frac{(d_i + d_{i-1})^4}{32} \right]^{0.25} \quad (4.7-16)$$

几何平均法

$$d_{ef} = (d_i + d_{i-1}) / 2 \quad (4.7-17)$$

扭振惯性直径可按式(4.7-18)求得,即

$$d_{ef} = d_{i-1} + \frac{d_i - d_{i-1}}{2} \tan \alpha \quad (4.7-18)$$

式中: $d_i$ 为轴段内径,m; $d_o$ 为轴段外径,m; $d_{ef}$ 为惯性直径,m; $I_p$ 为截面极惯性矩, $m^4$ ; $I_d$ 为截面轴惯性矩, $m^4$ ; $\alpha$ 为切线与转子中心线的夹角。

在建立转子的支承模型时,一般将轴承油膜和支座用8个动力特性系数来表示,即4个刚度系数 $K_{ij}$ 和4个阻尼系数 $D_{ij}$ 。角码*i*表示力的方向,角码*j*表示位移的方向。轴承油膜的8个动力特性系数通过雷诺方程求解;支座的8个动力特性系数一般用试验的方法获得,支座的交叉刚度和交叉阻尼一般可忽略不计。

### 5.2 轴系找中曲线计算

轴系找中曲线的计算就是要求出轴系上各点静止状态下在垂直方向上的位移、斜率、切力和弯矩,从而确定轴承的标高和载荷,为机组轴系提供合理的安装扬度曲线。

单转子仅有两个轴承,在安装时把轴承标高置零即可。对轴系而言,必须在多个轴承中确定两个轴承标高为零(不计安装预抬量)。在轴系找中曲线的计算中有两种假设条件:一是假设联轴器端面处的弯矩为零,使联轴器螺栓受力最

小；另一种是假设轴承中心线处轴段截面弯矩为零，以改善轴和轴承的受力状态。从理论上来说，上述两种方法均是正确的，实际运行情况也表明，按两种安装方法进行安装的机组运行都较平稳。从计算结果可以看出：用前一种方法算出的轴系找中曲线较为平坦，而后一种则相对较陡。轴系安装扬度曲线的比较如图 4.7-18 所示。在轴系找中曲线计算的结果中应给出联轴器中心的标高差和联轴器的开口值，以作为安装检测的主要手段。

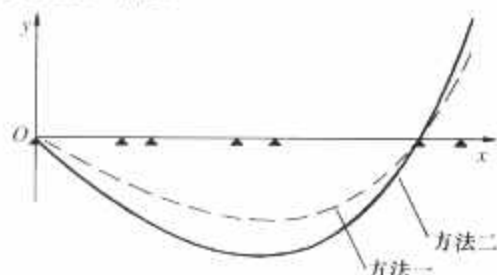


图 4.7-18 轴系安装扬度曲线的比较

### 5.3 轴系临界转速计算

每一个转子都有其固有频率，它反映了轴系设计中转子的固有特性。轴系中转子数目越多，其耦合作用越强，当外界干扰力的频率与其接近或相等时，轴系将会发生共振。

在汽轮机的轴系横振特性分析中，通常用轴系的临界转速来表示轴系的横振频率，它与转子的刚度及轴系的支承特性密切相关。如果支承刚度无穷大（通常大于  $10^{13}$  N/m），则计算的临界转速称为刚性临界转速；如果仅考虑支承的刚度，而不计阻尼，则求得的临界转速，称为弹性临界转速；如果同时计入支承刚度和阻尼，则求得的临界转速称为阻尼临界转速。

单转子各阶临界转速在数值上有明显的区别，振型也比较有规律。在轴系中，由于转子间的相互影响，振动的相互传递，使叠加后的振动峰值增多，转子间的耦合效应使得轴系临界转速与转子间的关系较难确认，这种现象在高阶临界转速时更为明显。因此，在机组轴系的设计中，我们还应全面分析轴系对不平衡响应的敏感性、失稳转速和对数衰减率等综合性能。

### 5.4 轴系不平衡响应计算

当转子存在不平衡量时，会激起转子振动。轴系不平衡响应计算是在给定转子不平衡量的条件下，计算轴系的各个截面在不同转速下响应幅值的大小。计算的目的是求解轴系上各点的不平衡响应与转速之间的关系，即幅频曲线，为机组的良好运行提供理论依据。

根据大量试验结果，转子上施加的不平衡量大小可以按式 (4.7-19) 假定，即

对于整锻转子

$$u_i = 1.25 \times 10^{-5} m_i R_i \quad (4.7-19)$$

对于焊接转子

$$u_s = 8 \times 10^{-6} m \quad (4.7-20)$$

式中： $u_i$  为转子第  $i$  轴段的不平衡质量矩， $\text{kg} \cdot \text{m}$ ； $m_i$  为转子第  $i$  轴段的质量， $\text{kg}$ ； $R_i$  为转子第  $i$  轴段的回转半径， $\text{m}$ ； $u_s$  为转子跨度内的不平衡质量矩， $\text{kg} \cdot \text{m}$ ； $m$  为转子跨度内的质量， $\text{kg}$ 。

将按式 (4.7-19) 求得的不平衡量分别施加在对应的第  $i$  轴段上，这种方法是均布施加不平衡量；按式 (4.7-20) 确定的是集中施加不平衡量，与转子的振型有关。如果是一阶振型，则加在振型最高处的不平衡量为  $u_s$ ；如果是二阶

振型，则加在振型最高处的不平衡量为  $u_s/2$ ；对于转子外伸端，则加在振型最高处的不平衡量为  $2u_s$ 。求得转子某轴颈截面的幅频曲线后，在某一转速下，响应有最大值，该转速就是转子系统的阻尼临界转速。对于不同的转子系统，峰值的大小和带宽也不相同。峰值越低，带宽越宽，说明轴系对不平衡响应越不敏感，稳定性越好。为评定轴系对不平衡响应的敏感性，可用不平衡响应敏感性系数（Q 系数）来表示。Q 系数计算示意图如图 4.7-19 所示，Q 值大小的计算公式为

$$Q = \frac{n}{n_2 - n_1} \quad (4.7-21)$$

式中： $n$  为阻尼临界转速，峰值为 1.0； $n_2$  为对应于响应峰值为 0.707 的较高转速； $n_1$  为对应于响应峰值为 0.707 的较低转速。

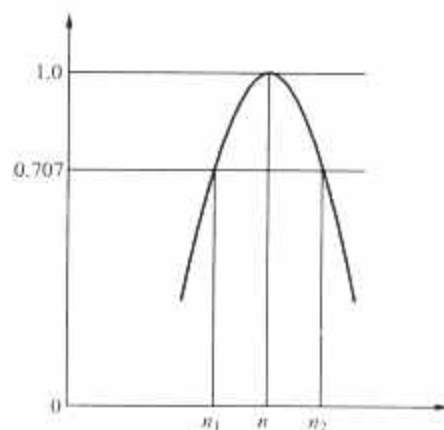


图 4.7-19 Q 系数计算示意图

Q 值仅是敏感性评定的指标之一，在考虑敏感性时，还必须考虑响应幅值的大小。如果 Q 值较小，但幅值较大，说明转子上存在较大的不平衡量，应做好转子的动平衡调试工作。

### 5.5 轴系稳定性计算

稳定性是系统内部产生的自激振动的振动特性。在一定的工作条件下，系统内部产生了不平衡力，系统丧失了动力稳定性而出现自激振动。油膜振荡就是一种不稳定的典型例子，一般将开始出现油膜涡动时的转速称为失稳转速。为了评定振动幅值随时间变化的趋势，引入对数衰减率的概念。对数衰减率表征转子在受到突然的扰动力之后，振幅增加到某一值，然后该幅值随时间的延长而衰减的情况。轴系稳定性计算就是要计算失稳转速和对数衰减率（或减幅系数）。

若用减幅系数  $v$  表示振幅的衰减情况，则

$$v = x_i / x_{i+1} \quad (4.7-22)$$

式中： $x_i$ 、 $x_{i+1}$  为一个周期前后的最大振幅。

将减幅系数取对数，即对数衰减率  $\delta$  为

$$\delta = \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} = 2 \quad (4.7-23)$$

$$\xi = \frac{C}{2mf}$$

式中： $\xi$  为临界阻尼比； $C$  为系统阻尼系数； $m$  为转子质量； $f$  为转子的固有频率。

如果  $\delta > 0$ ，则振幅随时间增加而减小；如果  $\delta < 0$ ，则振幅随时间增加而增大；如果  $\delta = 0$ ，则振幅保持不变。一般称  $\delta = 0$  时的涡动转速为轴系的失稳转速。

### 5.6 轴系扭振计算

当轴系受到激振力矩作用时，会产生扭转振动。轴系扭振计算的目的是求出轴系各阶扭振频率，使它避开工频和倍



频一定范围,同时要校核电气故障工况下各危险截面上扭转剪切应力的大小,确保转子满足强度要求。

计算轴系各阶扭振频率时,除一般轴段外,还要考虑一阶自由振动频率小于150Hz的叶片与转子的耦合振动。

轴系扭转应力的的大小取决于轴系所承受的扭矩。一般情况下,发电机产生两相短路时,短路扭矩远远大于额定扭矩,通常为额定扭矩的数倍(以前曾以额定扭矩的10倍来进行估算)。在进行轴系强度校核时通常以两相短路为主,三相短路、120°和180°误同期合闸等工况计算可供参考。

轴系的扭振特性与轴系长度、惯性直径、转动惯量有关,轴系的扭转阻尼特性也对扭振特性有一定的影响。

## 5.7 轴系动态特性的考核

轴系振动特性考核的目的是要把振动值限制在合理的范围内,既要保证机组的安全,又要避免浪费大量的人力和物力,去追求过小的振动值。振动考核分为三个方面,即设计振动考核、厂内动平衡和现场振动考核。

设计振动考核是对机组设计阶段的理论分析结果进行检验,因为理论计算有一定的局限性,如计算模型的简化、轴承油膜的计算和支撑特性的选取等,这些都会给理论分析造成一定的误差,但根据理论分析结果可以初步确定轴系的固有特性,避免出现原则性的失误,同时也为制造和运行提出指导意见。

厂内动平衡检验的目的是把材质不均匀、加工和装配误差等造成的不平衡量降低到一定程度,减少现场动平衡次数。因为进行现场动平衡无论在人力、物力、时间和风险上都比厂内动平衡大得多。

现场振动考核是对轴系振动特性的最后把关,转子连接、油系统、轴承座和基础的支撑系统等方面都是真实的,而这些边界条件在厂内是无法模拟的。

轴系振动特性的评判应满足下列要求:

(1) 转子和轴系临界转速。轴系各阶阻尼临界转速相对工作转速的避开裕量应大于或等于±10%,单转子的临界转速应根据轴系临界转速进行设计。对于大功率多转子的轴系,如不能满足上述要求,应进一步考核轴系的其他性能,如稳定性性能、轴系对不平衡响应的敏感性分析等。

(2) 在现场,满足轴系振动值的执行标准。在现场,轴系振动值应按照GB/T 11348.2—2007或ISO10816-2:2001《旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第2部分:50MW以上额定转速1500r/min、1800r/min、3000r/min、3600r/min陆地安装的汽轮机和发电机》进行验收,也可按供应商提出的较高标准执行。

(3) 轴系稳定性。轴系稳定性考核的两个内容,一为轴系对不平衡响应的敏感性系数(Q系数);二为失稳转速和对数衰减率。由于计算方法的不同和油膜特性计算的非线性,国内外对上述两个考核内容尚无统一的规定,原则上额定转速时轴系的最小对数衰减率应大于零,轴系的失稳转速应大于工作转速的1.25倍。

(4) 扭振频率。轴系扭振频率应避开工频和倍频,以免发生共振现象。各供应商的考核标准并不相同,通常情况下,国内外汽轮发电机组设计时对工频和倍频都要求避开±5%以上。

(5) 扭应力。一般来说,对汽轮机转子,最大短路应力大多出现在轴径部位。按最大工作扭矩和短路扭矩之和计算所得的转子最大扭应力应小于材料的许用剪切应力。

## 5.8 轴系动态特性的影响因素

大型汽轮发电机组的振动十分复杂,影响因素也很多,不但有静态的,而且有动态的,有些影响因素尚在试验研究之中。下面对几个主要因素进行分析:

### 5.8.1 转子临界转速

当转子临界转速接近机组工作转速时将发生共振,转子的振动位移和内应力急速增加,转子和机组的安全受到严重威胁。一旦产生共振,是不能用动平衡方法或其他措施将共振消除的。一般来说,在相同的支承条件下,刚度大的转子抗干扰能力强,振动特性比较好。如果条件许可,首先设计成刚性转子,且尽量使机组工作转速不要大于转子的第二阶临界转速。

### 5.8.2 转子不平衡量

高速旋转时,转子上残余的不平衡量将产生扰力,使转子产生强迫振动,振动位移的大小与残余不平衡量呈线性关系。所以,在转子设计、加工和装配时,要尽可能提高转子的动平衡精度,将残余不平衡量降低到最小。

### 5.8.3 回转效应

对于跨内非对称设计的转子或有较长外伸端的转子,以及外伸端上设计有较大联轴器幅轮的转子,在做弓形旋转时都会产生回转力矩。改变临界转速,回转力矩可能使转子振动增大,甚至影响转子的动平衡精度,因此,进行转子设计时应严格控制外伸端的质量和长度。

### 5.8.4 汽流和汽隙激振

工作于高温高压蒸汽环境中的转子,往往要受到两种蒸汽的作用力:一种是部分进汽工况(机组顺序阀运行)下蒸汽对转子和动叶的不对称作用力;另一种是转子高压部分的围带汽封、隔板汽封以及平衡活塞汽封处蒸汽对转子的作用力。这两种作用力都是由于蒸汽流场的压力不均匀引起的,会影响轴系的稳定性。轴系计算时如果条件允许应将这些因素考虑在内,综合分析。

### 5.8.5 轴承特性

轴承特性研究的是轴与轴瓦之间的油膜特性,利用油膜特性将转子和轴承座连接起来。轴承特性对转子振动特性的影响很大。转子和轴承参数相同时,不同形式的轴承有不同的油膜特性,对转子振动特性的影响也不相同。一般来说,圆轴承的承载能力最强,然后依次为椭圆轴承和可倾瓦轴承;稳定性则正好相反。增加轴承比压有利于提高转子的稳定性。

采用LEG可倾瓦径向轴承,耗油量比常规可倾瓦轴承减少50%,功率损失减少40%~50%,许用比压也比普通可倾瓦轴承高。

### 5.8.6 轴承座及其特性

轴承座用来支托和固定轴承,它也是一个非常重要的支撑部件。通常将轴承座视为系统的一个参振部件,向系统提供振动质量、支撑刚度和阻尼;轴承座的特性取决于轴承座的形式、轴承座的结构。在进行轴系振动分析时,可以像轴承油膜一样用八个动特性系数表示,通常仅考虑轴承座的水平、垂直刚度,有经验时,也可计入轴承座阻尼。

轴承座可以是铸件,也可以是焊接件,但轴承座的壁厚、法兰的厚薄、加强筋的多少要合理,特别是承载墙部分和底座更应慎重,以确保轴承座有较好的振动特性和稳定性。轴承座的结构和边界条件较为复杂,理论分析有一定难度,一般采用测量法来确定轴承座的固有频率、刚度和阻尼。



对于落地式轴承座来说,参振质量(轴承座质量)可以近似地认为保持不变;对于坐缸式轴承座而言,参振质量变化较大,在垂直和水平方向上的刚度变化也较大,分析时应根据实测和实际运行经验而定。

增大轴承座刚度,可使响应峰值转速略有提高,但可大幅降低座振峰值。

5.8.7 基础形式及其特性

汽轮发电机设备通常安放在框架式钢筋混凝土基础上。目前,汽轮发电机组中所采用的基础共有两类,一类是刚性基础,另一类是弹性基础。前者为一体式的框架结构,后者为分体式框架结构(上台板和立柱处用弹簧连接)。由于基础不是绝对刚性,因此,如果条件允许,在进行轴系振动分析时应计入基础的刚度和阻尼。

在实际应用中,经常出现基础不均匀沉降现象,机组各轴承的标高和载荷都相继变化,它是由于机组载荷和相连管道的作用,使基础产生了变形,此时更应注意基础对轴系振动的影响。

5.8.8 转子找中和连接

现场运行机组表明,转子连接和轴系找中对机组振动影响较大,常常引起轴振偏大或瓦温偏高,甚至出现烧瓦现象。制造厂通常会提供轴系找中图,该图是根据转子的静挠度曲线,考虑各种影响因素并加以修正后的轴系现场连接要求图。在现场找中时,应严格按照轴系找中图进行,保证热态时轴系是一条光滑曲线。轴系两端的轴承标高可取正偏差,以增强转子的稳定性。

5.9 轴系振动计算实例

以某超临界 600MW 机组为例,采用传递矩阵法对轴系的静态性能及动态性能(横向振动和扭转振动)进行计算。该超临界机组轴系由高中压转子、两个低压转子、发电机转子及滑环轴组成,由 9 个轴承支撑,轴系示意图如图 4.7-20 所示,计算的主要结果如下:

- (1) 各轴承几何参数及静态计算结果见表 4.7-8。
- (2) 轴系安装扬度曲线(联轴器张口和错位值)见表 4.7-9,扬度曲线及联轴器张口和错位如图 4.7-21 所示。

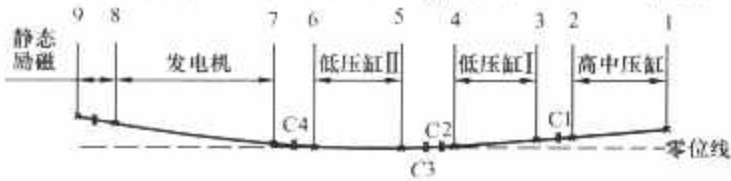


图 4.7-20 轴系示意图

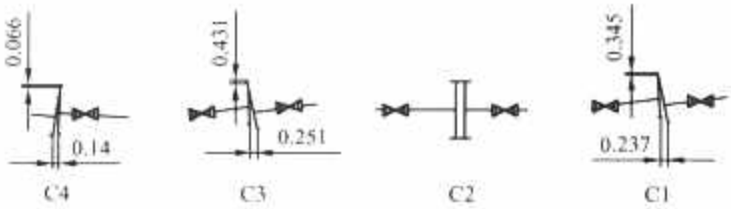


图 4.7-21 轴系安装扬度曲线

(3) 轴系的阻尼临界转速见表 4.7-10,各轴承轴颈处的幅频曲线如图 4.7-22 所示。

(4) 轴系在额定转速为 3000r/min 时,各阶涡动频率及相应的对数衰减率和轴系对平衡响应的敏感性 Q 系数的计算结果见表 4.7-11,各阶涡动频率的空间曲线如图 4.7-23 所示。

(5) 轴系的各阶扭振频率计算结果见表 4.7-12,振型曲线如图 4.7-24 所示。

(6) 轴系在机组发生两相短路故障时,各危险截面上的扭转剪切应力见表 4.7-13,应力随时间的衰减曲线如图 4.7-

25 所示。

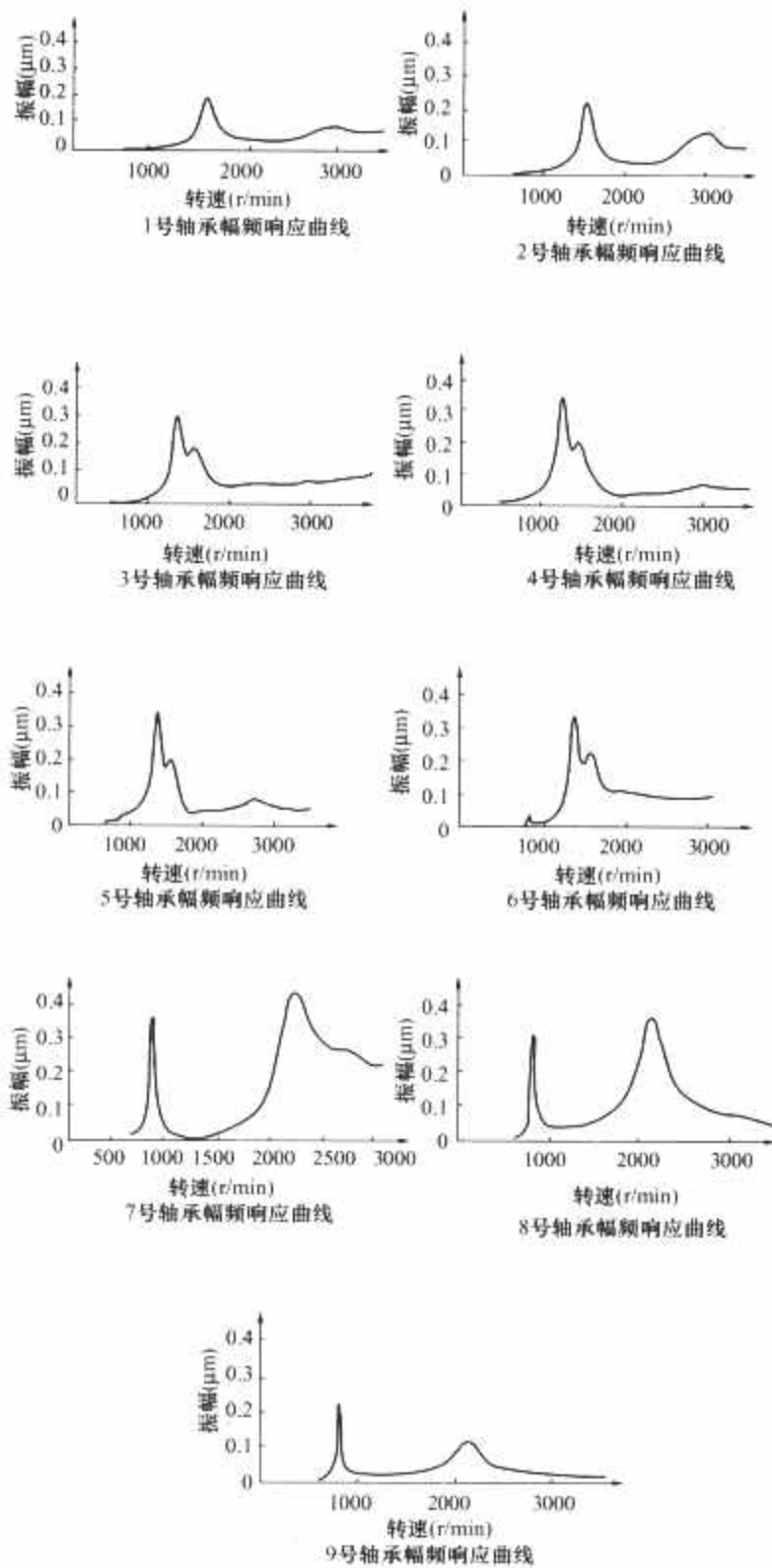


图 4.7-22 各轴承轴颈处的幅频曲线

表 4.7-8 各轴承几何参数及静态计算结果

轴承号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
轴承直径 (mm)	355.6	381	508	508	508	508	500	500	228.6
轴承宽度 (mm)	249.2	266.7	355.6	355.6	355.6	355.6	420	420	102
轴承相对侧隙	2.0‰	2.0‰	2.0‰	2.0‰	2.0‰	2.0‰	2.0‰	2.0‰	1.0‰
轴承类型	四瓦可倾	四瓦可倾	LEG	LEG	LEG	LEG	上瓦圆下瓦可倾	上瓦圆下瓦可倾	四瓦可倾
轴承反力 (kN)	156.94	164.07	403.8	418.93	415.43	413.15	320.96	308.1	9.437
轴承比压 (N/mm²)	1.771	1.615	2.235	2.139	2.30	2.287	1.528	1.467	0.405
轴承标高 (mm)	9.3	4.23	2.89	0.66	0	0	0.44	10.06	14.46

注 轴承号按从调阀端向发电机端顺序编号。

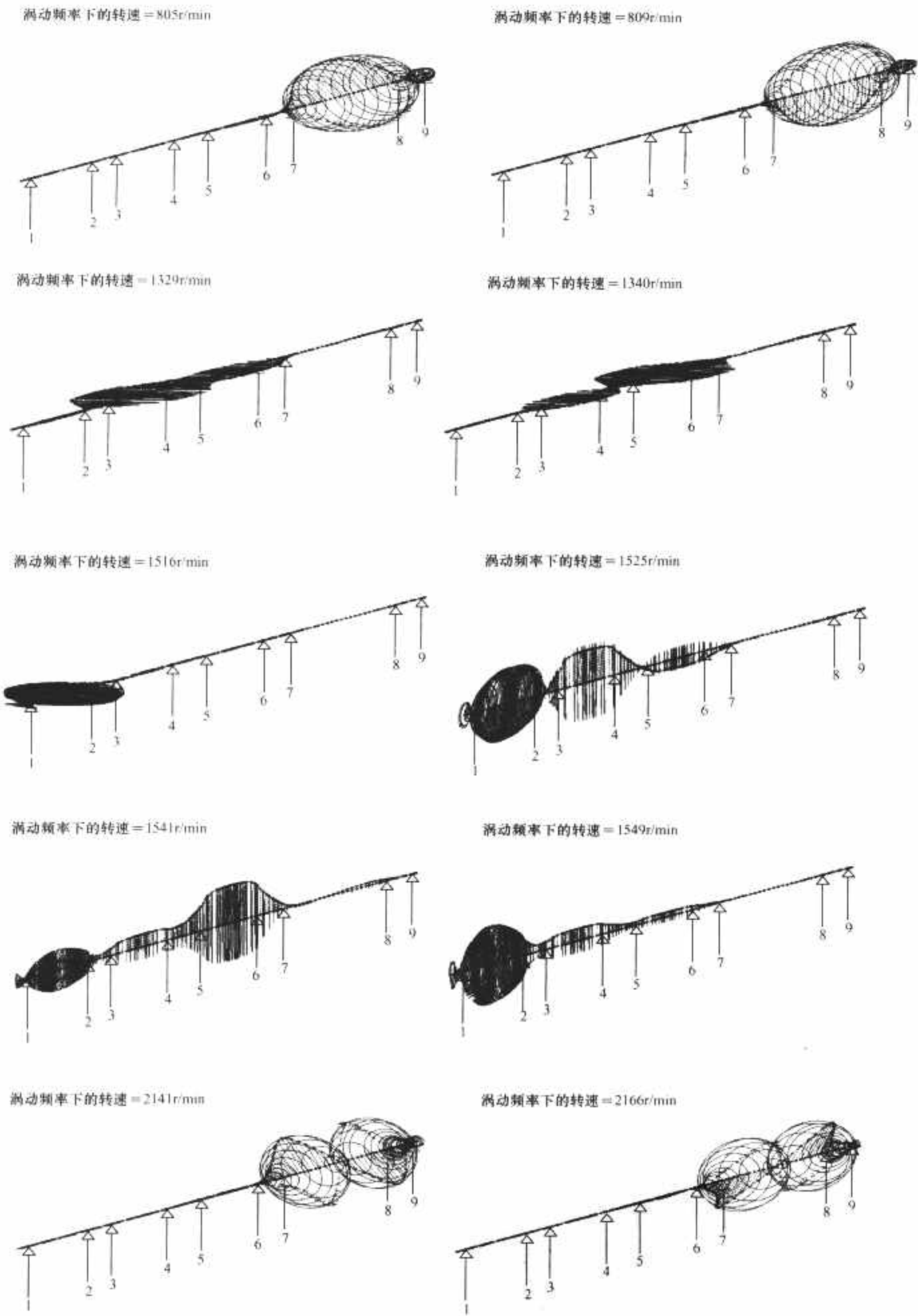


图 4.7-23 各阶涡动频率的空间曲线

表 4.7-9 各联轴器的张口和错位值			mm
联轴器位置	张口值	错位值	
C1	0.237	-0.345	
C2		—	
C3	0.251	-0.431	
C4	0.14	0.066	

表 4.7-10 轴系的各阶阻尼临界转速						r/min
转子	高中压转子	低压转子 I	低压转子 II	发电机转子	励磁机转子	
一阶	1495	1524	1522	749	—	
二阶				2176	—	

表 4.7-11 额定转速时各阶涡动频率下的对数衰减率和敏感性 Q 系数

轴系涡动频率下的转速 (r/min)	对数衰减率	敏感性 Q 系数
805	0.098 48	31.9
809	0.166	18.9
1329	0.22	14.3
1340	0.21	15.1
1516	0.27	11.7
1525	0.32	9.92
1541	0.34	9.21
1549	0.32	10.0
2141	0.38	8.07
2166	0.414	7.582

表 4.7-12 轴系的各阶扭振频率计算结果

阶次	1	2	3	4	5
扭振频率 (Hz)	11.3	20.1	21.2	111.3	168.9

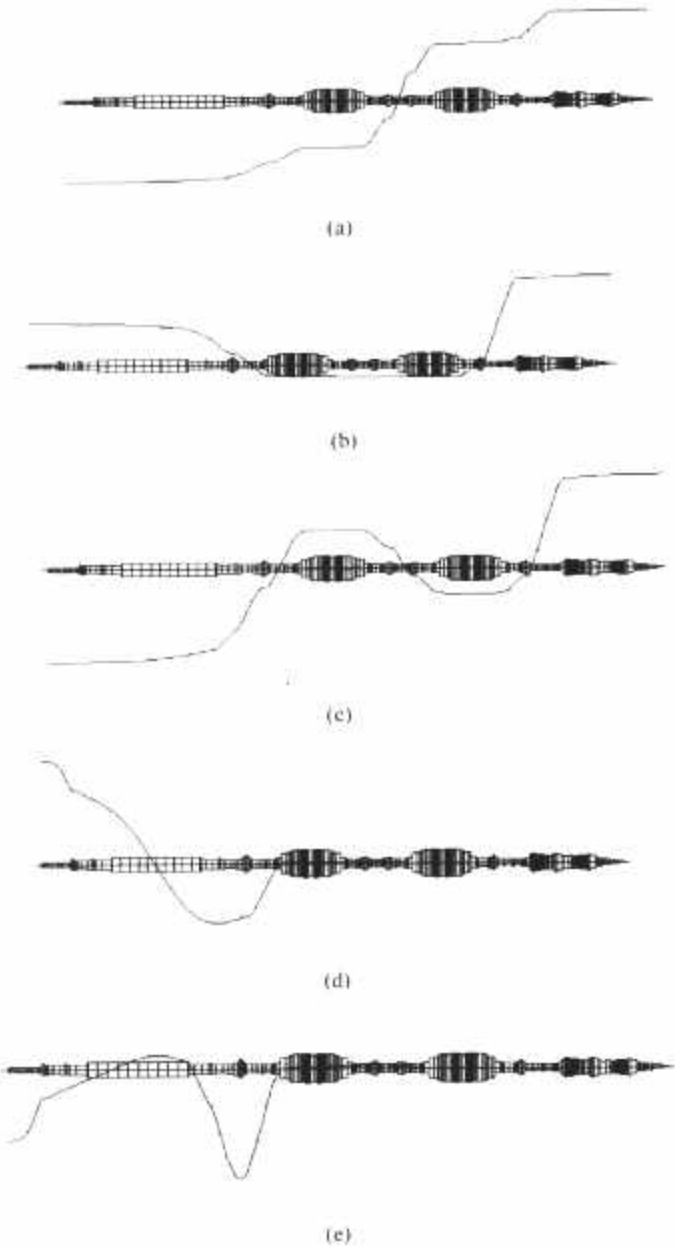


图 4.7-24 扭振频率振型曲线

(a) 第一阶扭振频率为 11.3Hz; (b) 第二阶扭振频率为 20.1Hz; (c) 第三阶扭振频率为 21.2Hz; (d) 第四阶扭振频率为 111.3Hz; (e) 第五阶扭振频率为 168.9Hz

表 4.7-13 轴系在机组发生两相短路时各危险截面上的扭转剪切应力

轴承号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
剪切应力 (N/mm <sup>2</sup> )	0.241	170.2	72.3	108.9	108.9	266.6	231.5	6.26	0.68
许用剪应力 (N/mm <sup>2</sup> )	338.0	338.0	438.5	438.5	438.5	438.5	380.0	380.0	537.0

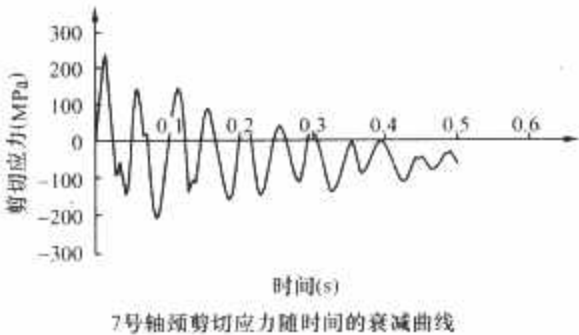
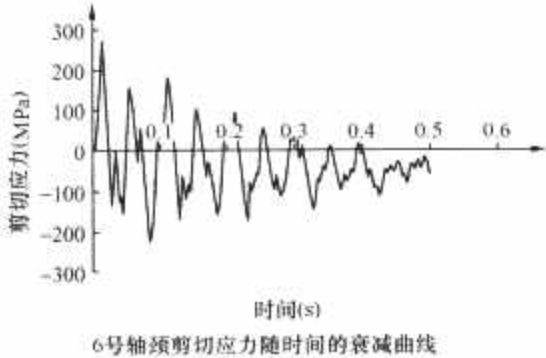


图 4.7-25 应力随时间的衰减曲线

6 转子部件材料和许用应力

6.1 转子部件材料

转子部件的材料应根据所承受的工作温度、结构特点、应力状态、工作条件以及材料使用的经济性来选择。叶轮、转子的材料应具有足够的力学强度和韧性，性能稳定，金相组织均匀，无损探伤合格，热处理和冷热工艺良好。

选用材料时不应盲目地偏重于高强度材料，而忽视其韧性和抗腐蚀等综合性能。对于高温下工作的部件，不仅要考虑工作温度下的屈服极限，还要考虑工作温度下的持久强度极限和蠕变极限。在工程应用上，钢材均会产生冷脆倾向，即当温度低于某一临界值时，材料冲击韧性会明显降低而呈现脆性，此临界温度称为材料的脆性转变温度 FATT。FATT 越低，表明钢材的低温性能越好。材料只有在高于 FATT 30~50℃ 以上工作时，才具有较高的韧性，因此，在选用低压转子材料时应考虑到这点。

试验研究和实际运行经验表明，要使材料有较好的综合性能，其屈服比  $\sigma_{0.2}/\sigma_b$  应不大于 0.8~0.85，延伸率  $\delta$  不小于 15%。当屈服比大于 0.85，延伸率小于 13% 时，即使屈服极限较高，其真实的承载能力也比较低。尤其像转子这样在低周疲劳和高应力作用下的部件，很容易产生疲劳裂纹，缩短转子寿命。

套装叶轮的材料通常采用 34CrMo1A、25CrNiMoV 和 35CrMoV，载荷较大的低压叶轮可用 34CrNi3Mo；套装转子的主轴，根据工作温度和应力状态分别选用 45 或 34CrMo1A。对于高中压整锻转子，工作温度低于 480℃ 时，



可选用 34CrMo1A；工作温度低于 566℃ 时，可选用 30Cr1Mo1V；对于超超临界机组，有的高中压转子工作温度高达 600℃，要求材料有非常好的高温性能，需要采用经过改良的 12%Cr 马氏体不锈钢。

低压整锻转子工作温度较低，要求材料在常温下有较高的力学强度和低的脆性转变温度，常采用 30Cr2Ni4MoV。然而，该材料在高于 350℃ 时，由于一些有害元素 P、S、As、Sn 和 Sb 的析出以及 Si、Mn、Ni 等元素促进上述有害元素偏聚的影响，韧性要发生恶化，脆化敏感性较高，因此应该选用超纯材料。超纯材料可以通过精选炉料来降低 As、Sn 和 Sb 的含量，通过电炉精炼和钢包精炼控制 Mn、Si 含量，降低 S、P 含量，使转子材料的允许工作温度提高到 450℃。

对于焊接低压转子，材料要有良好的焊接性能和力学强度，一般可选用 25Cr2NiMoV。随着机组容量的扩大，转子本身以及叶片的离心力增加很快，此时应选用力学强度等级更高的 25Cr2Ni2MoV 材料。

6.2 许用应力和安全系数

许用应力和安全系数的大小取决于工作温度和应力部位。通常，工作温度低于 400℃ 时，可按屈服强度进行校核；工作温度高于 400℃ 时，由于材料的高温蠕变，为限制在工作期间的变形量并保证不产生裂纹，不但要考虑屈服极限，同时还要考虑蠕变极限和持久极限。如果按照古典弹性理论的计算方法，常用部件材料的许用应力和安全系数见表 4.7-14。

表 4.7-14 常用部件材料的许用应力和安全系数

工作温度	许用应力	应力部位	安全系数
低于 400℃	$[\sigma] = \frac{\sigma'_{0.2}}{n_{0.2}}$	叶轮、转子	$n_{0.2} = 2.0 \sim 2.2$
		叶轮内孔 <sup>①</sup>	$n_{0.2} = 1.8 \sim 2.2$
		整锻转子中心孔	$n_{0.2} = 2.0 \sim 2.2$
		焊接转子轮盘	$n_{0.2} = 1.8 \sim 2.0$
		焊接转子轮鼓	$n_{0.2} = 3.0$
		焊缝	$n_{0.2} = 4.0 \sim 5.0$
高于 400℃	$[\sigma] = \frac{\sigma'_{0.2}}{n_{0.2}}$	转子 <sup>②</sup>	$n_{0.2} = 2.0 \sim 2.2$
	$[\sigma] = \frac{\sigma'_{10^5}}{n_{10^5}}$		$n_{10^5} = 1.5 \sim 1.6$
	$[\sigma] = \frac{\sigma_{10^{-5}}}{n_{10^{-5}}}$		$n_{10^{-5}} = 1.0 \sim 1.25$
	$[\sigma] = \frac{\sigma'_{0.2}}{n_{0.2}}$	平衡孔 <sup>③</sup>	$n_{0.2} = 1.3$
	$[\tau] = \frac{\sigma'_{0.2}}{n_{\tau}}$	短路工况	$n_{\tau} = 1.65 \sim 1.732$

① 叶轮内孔如果有键槽，安全系数取上限。

② 转子的许用应力应取三个值中的最小值。

③ 平衡孔的应力  $\sigma = 3\sigma_t - \sigma_r$  计算，其中， $\sigma_t$  为平衡孔的切向应力； $\sigma_r$  为平衡孔的径向应力。

表 4.7-14 中， $[\sigma]$  为材料许用应力； $\sigma'_{0.2}$  为工作温度  $t$  下材料的屈服极限； $n_{0.2}$  为对应于屈服极限的安全系数； $\sigma'_{10^5}$  为工作温度  $t$  下材料  $10^5$  h 的持久极限； $\sigma_{10^{-5}}$  为工作温度  $t$  下材料  $10^5$  h 变形量为 1% 时的蠕变极限； $n_{10^5}$  为对应于持久极限的安全系数； $n_{10^{-5}}$  为对应于蠕变极限的安全系数； $[\tau]$  为许用剪切应力； $n_{\tau}$  为短路剪切应力安全系数。

# 第 8 章 轴承、轴承座、盘车装置

## 1 轴承

汽轮机轴承分径向轴承和推力轴承两类，均为动压滑动轴承。

径向轴承的作用是承受转子的重量以及由于转子质量不平衡、不对称的部分进汽度、气和机械原因引起的振动和冲击等因素所产生的附加载荷，并保证转子相对静子的径向对中；推力轴承的作用则是承受转子的轴向载荷，确定转子的轴向位置，使机组动静部分之间保持正常的轴向间隙。

### 1.1 汽轮机径向轴承

#### 1.1.1 径向轴承的结构形式

汽轮机径向轴承分固定瓦轴承和可倾瓦轴承两类。

##### 1.1.1.1 固定瓦轴承

固定瓦轴承有圆柱轴承、椭圆轴承、多油楔和多油叶轴承。多油叶轴承因对轴线歪斜较为敏感，且加工复杂，所以目前已不大采用。

图 4.8-1 所示为普通的圆柱轴承形式，轴承由上、下两半组成。下半轴承体外圆设有三个径向调整垫块，上半轴承顶部设一个径向调整垫块，供轴承找中调整用。

图 4.8-2 所示为汽轮机椭圆轴承的典型结构，系自位式轴承，具有结构层次少的优点，在轴承体内表面上直接浇铸巴氏合金。上半轴瓦的内表面开有宽度为轴承有效宽度一半的油槽，油槽深度为 1.5~4.5mm。

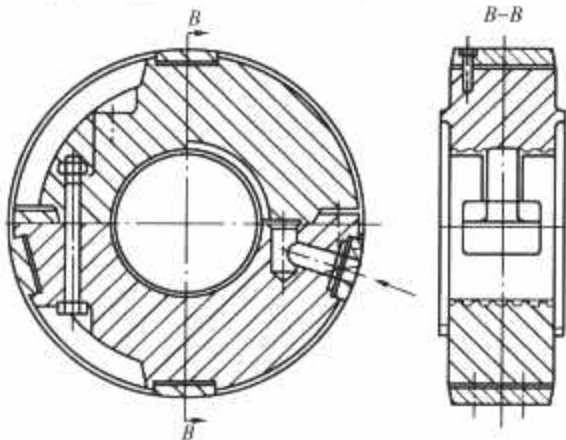


图 4.8-1 圆柱轴承

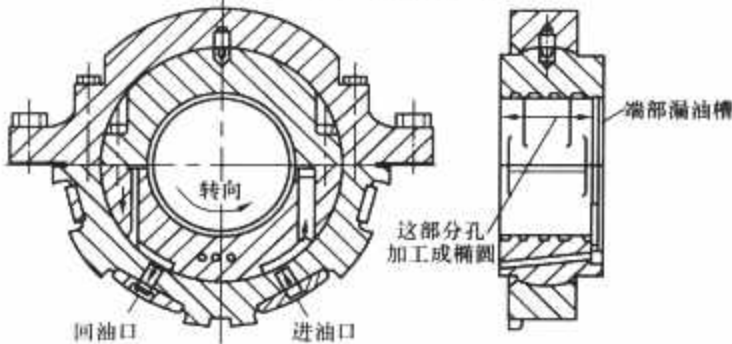


图 4.8-2 椭圆轴承结构

##### 1.1.1.2 可倾瓦轴承

(1) 可倾瓦轴承结构的基本因素。瓦块数目。在给定的载荷条件下，最小油膜厚度随瓦块数目的增加而减小。在载荷及轴承直径确定的前提下增多瓦块数，将使单个瓦块上的

承载能力随瓦块数目的平方而减少，造成轴承总承载能力减小。

瓦块布置形式。图 4.8-3 所示为瓦块的两种布置形式，一种为瓦间承载，称为 A 型；另一种为瓦上承载，称为 B 型。瓦间承载的轴承优于瓦上承载的形式。

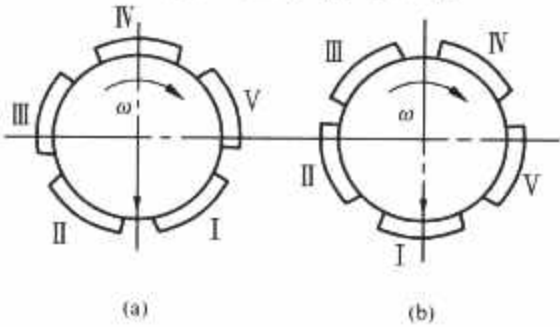


图 4.8-3 瓦块布置形式  
(a) A 型；(b) B 型

安装间隙比。一般地说，可倾瓦轴承的油量随轴承间隙比的增加而增大，油的温升随之而减小。最小油膜厚度及摩擦功耗不随安装间隙的大小而变化，但间隙比过分增大时，将导致轴承工作恶化。

(2) 典型的可倾瓦轴承形式。图 4.8-4 所示为五块可倾瓦轴承，润滑油从轴承体下部进油，瓦块均浸在充满润滑油的油室中工作，并借助端泄排油，该轴承适用于高速轻载工况，广泛应用于高速工业汽轮机、鼓风机和压缩机等产品中。

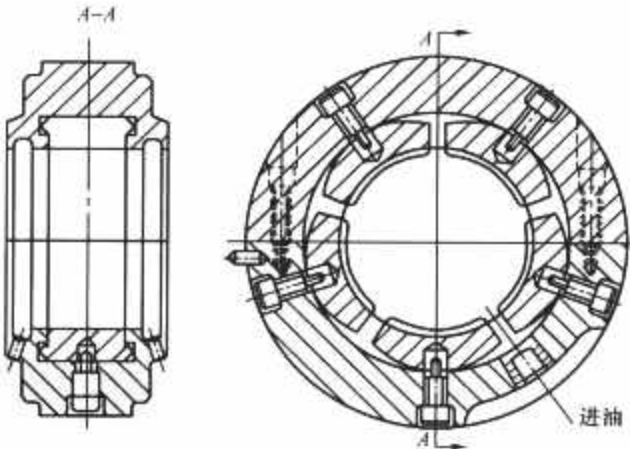


图 4.8-4 五块可倾瓦轴承

图 4.8-5 所示为目前最新型的瓦面进油边带进油槽的可倾瓦轴承 (LEG)，润滑采用直接供油和排油方式。每一瓦块有一进油槽，润滑油在瓦面工作后直接排出，具有较小的功耗。

#### 1.1.2 径向轴承设计计算

##### 1.1.2.1 轴承基本参数确定

(1) 压强  $p_m$ 。轴承上所承受的压强大小可由式 (4.8-1) 计算得

$$p_m = \frac{W}{BD} \tag{4.8-1}$$

式中： $p_m$  为转子作用于轴承上的压强，Pa； $W$  为转子作用于轴承上的载荷，N；全周进汽或对称进汽时，作用在前后轴承上的载荷仅为转子的重量；不对称的部分进汽时，轴承

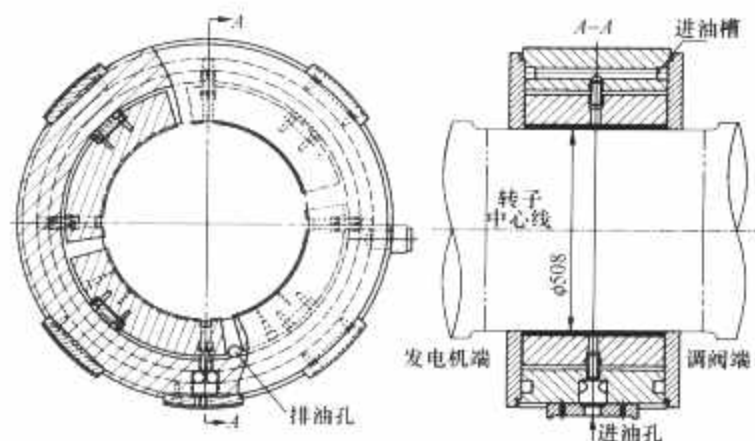


图 4.8-5 瓦面进油边带进油槽的可倾瓦轴承 (LEG)

上的载荷除转子重量外，还有汽流附加的作用力； $D$ 、 $B$  分别为轴承的直径和宽度， $m$ 。

通常，汽轮机轴承采用的设计压强为：

1) 固定瓦轴承包括圆柱轴承、椭圆轴承，设计压强  $[p_m]$  为  $1.0 \sim 2.5 \text{ MPa}$ 。

2) 可倾瓦轴承在相同工作条件下取偏低些。

(2) 轴承宽径比  $B/D$ 。汽轮机转子的轴颈尺寸由总体设计决定。选定轴颈尺寸时，既要考虑其强度和刚度，又要考虑其圆周速度，通常取在  $70 \text{ m/s}$  以内。圆周速度过大将导致轴承内润滑油的流动状态从层流过渡到紊流润滑状态。在设计指标许可条件下，趋于取较小的轴承宽径比。

选取  $B/D$  值的原则为：高速轻载轴承取较小值，低速重载宜取较大值；转子挠性较大时取较小值。通常， $B/D$  值的选取原则见表 4.8-1。

表 4.8-1  $B/D$  值的选取原则

轴承	汽轮机轴承	发电机轴承	鼓风机、压缩机轴承
$B/D$ 值	0.5~0.8	0.8~1.5	0.4~0.8

(3) 间隙比  $\psi_{\min}$ 。间隙比  $\psi_{\min}$  的改变对轴承静、动特性影响较大，一般根据轴承载荷和轴颈速度选取。汽轮机轴承间隙比  $\psi_{\min}$  推荐如下，其中，速度高时取偏大值，载荷大时取偏小值。

3000r/min 汽轮发电机组：0.13%~0.225%；

1500r/min 汽轮发电机组：0.13%~0.17%；

高速工业汽轮机、鼓风机、压缩机：0.2%~0.3%。

(4) 预负荷系数（椭圆度） $m$ 。汽轮机轴承的预负荷系数  $m$  可由式 (4.8-2) 得到，即

$$m = 1 - \frac{C_r}{C} \quad (4.8-2)$$

式中： $C_r$  为轴承半径间隙， $C_r = r_0 - r$ ； $C$  为瓦块半径间隙， $C = r_p - r_0$ 。

对于椭圆轴承（见图 4.8-6），其预负荷系数可表示为

$$m = 1 - \frac{C_r}{C} = \frac{\delta}{C} \approx 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1 - \frac{\psi_{\min}}{\psi_{\max}} \quad (4.8-3a)$$

对于可倾瓦轴承（见图 4.8-7）则有

$$m = \frac{\delta}{C} \quad (4.8-3b)$$

汽轮机轴承的预负荷系数  $m$  的推荐值为椭圆轴承：1/2~2/3；可倾瓦轴承：0.2~0.5。

(5) 许用最小油膜厚度  $[h_{\min}]$ 。为确保轴承在液体润滑条件下安全运转，应使计算出的最小油膜厚度大于其许用值，即  $h_{\min} > [h_{\min}]$ 。图 4.8-8 所示为汽轮发电机组轴承  $[h_{\min}]$  的推荐值。

(6) 进油压力、进油温度、计算温度、温升和最高瓦温。以上参数的选取原则如下：

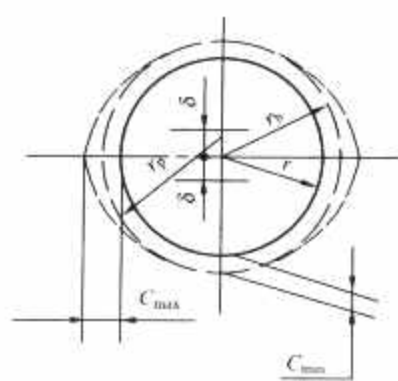


图 4.8-6 椭圆轴承几何形状

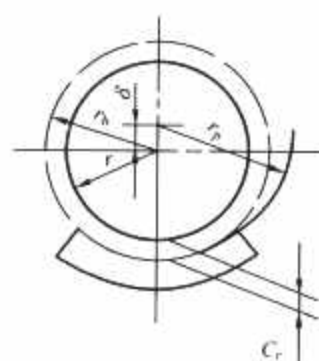


图 4.8-7 可倾瓦轴承几何形状

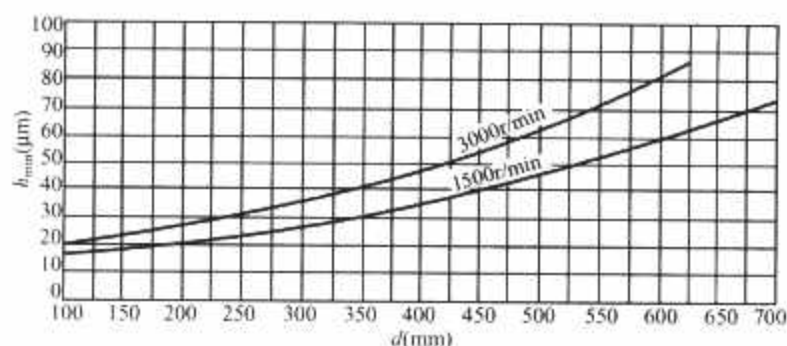


图 4.8-8 汽轮发电机组轴承最小油膜厚度  $[h_{\min}]$  的推荐值

1) 进油压力  $p_0$  通常取  $0.05 \sim 0.16 \text{ MPa}$ 。

2) 进油温度通常取  $t_1$  为  $30 \sim 45^\circ \text{C}$ ，实际运行时，初次启动的个别情况下可取  $t_1 \geq 25^\circ \text{C}$ 。

3) 为确保轴承安全可靠地运行，润滑油温度不能过高，以避免润滑油性能恶化及加速老化。同时，轴瓦温度也应限制在规定的许用范围内，设计时取正常温升为  $5 \sim 15^\circ \text{C}$ ，运行时最大不超过  $25^\circ \text{C}$ ；回油温度正常为  $65 \sim 70^\circ \text{C}$ ，运行时最大不超过  $75^\circ \text{C}$ 。瓦块巴氏合金温度正常应不超过  $90^\circ \text{C}$ ， $107^\circ \text{C}$  报警， $113^\circ \text{C}$  停机。

#### 1.1.2.2 设计计算方法

根据轴径  $d$ 、转子刚性支承时的一阶临界转速  $n_c$ 、轴承载荷  $W$  和轴的工作转速  $n$  等已知参数，选择合适的轴承结构形式和  $B/D$ 、 $\psi$ 、 $m$ 、 $t_1$ 、 $p_0$  等参数，进行轴承的静性能计算。

(1) 承载能力系数（萨摩菲尔得数）表达式为

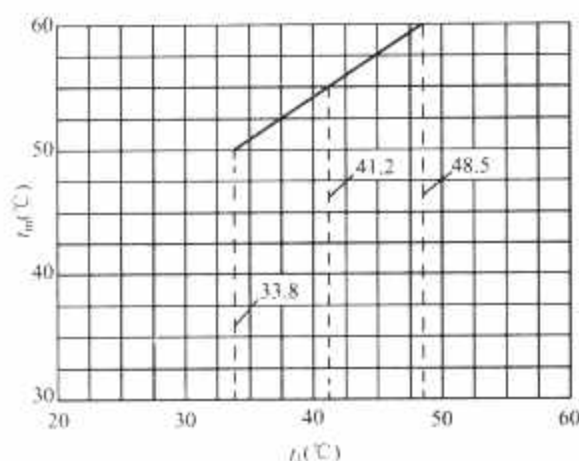
$$S_0 = \frac{W\psi^2}{2\mu B} = \frac{p_m\psi^2}{\mu\omega} \quad (4.8-4)$$

不考虑温度分布对黏度的影响时， $\mu$  值按平均工作温度  $t_m$  确定，同时可在估计的  $t_m$  范围内先假定三个有一定间隙的  $t_m$  值进行试计算，分别求得各自的  $S_0$  值，然后按轴承摩擦耗功与润滑油带走热量的平衡方程，算出润滑油温升  $\Delta t_i$ ，根据进油温度  $t_{1i} = t_m - \Delta t_i$  的关系画出  $t_{1i} - t_m$  关系图 4.8-9（进油温度  $t_1$  与平均工作温度  $t_m$  的关系图），再按选取的设计值  $t_{1p}$ ，从图中求得相应的  $t_{mp}$  值，最后按照确定的  $t_{mp}$  值进行轴承性能计算。如果上述三个试算所得的  $t_{1i}$  值与设计取定的  $t_{mp}$  值相差在  $\pm 2^\circ \text{C}$  之内，则该工况即可作为设计工况。

(2) 根据  $S_0$  和  $B/D$  等系数，从上海大学轴承研究室编制的《汽轮发电机组常用轴承数据库》附录 B 的“汽轮发电机组常用滑动轴承性能计算数据表”中查得偏心率  $\epsilon$ 、流量系数  $\Phi_{Q1}$ 、摩擦阻力系数  $\Phi_1$ 、刚度系数  $K_j$  和阻尼系数  $B_j$  等轴承性能参数。

(3) 摩擦耗功计算式为




 图 4.8-9 进油温度  $t_1$  与平均工作温度  $t_m$  的关系

$$P = \Phi_1 \psi W_u / 1000 \quad (\text{kW}) \quad (4.8-5)$$

(4) 总流量则可按式 (4.8-6) 计算得出, 即

$$Q = \psi B D u (\Phi_{Q1} + \Phi_{Q2} + \Phi_{Q3}) \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (4.8-6)$$

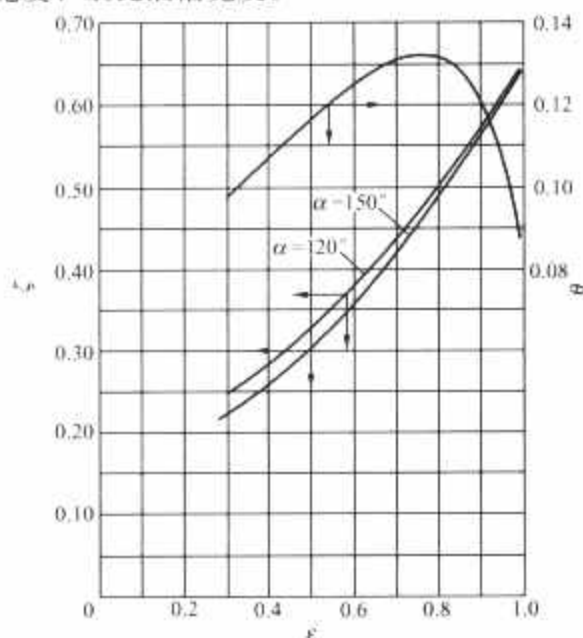
式中:  $\Phi_{Q1}$  为承载区流量系数;  $\Phi_{Q2}$  为非承载区流量系数;  $\Phi_{Q3}$  为供油槽附加流量系数。

对于圆柱轴承有

$$\Phi_{Q2} = \zeta S_0 \left( \frac{D}{B-B'} \right) \frac{p_0}{p_m} \times \frac{D}{B} \quad (4.8-7)$$

$$p_m = \frac{W}{BD}$$

式中:  $\zeta$  为非承载区流量修正系数, 由图 4.8-10 中查得;  $p_0$  为轴承进油压力, Pa;  $p_m$  为轴承压强, Pa;  $B$ 、 $B'$  为分别为轴承宽度、上瓦油槽宽度。


 图 4.8-10  $\epsilon-\zeta$ 、 $\epsilon-\theta$  关系曲线

对于椭圆轴承,  $\Phi_{Q2}$  由图 4.8-11 (椭圆轴承静压流量系数) 查得。

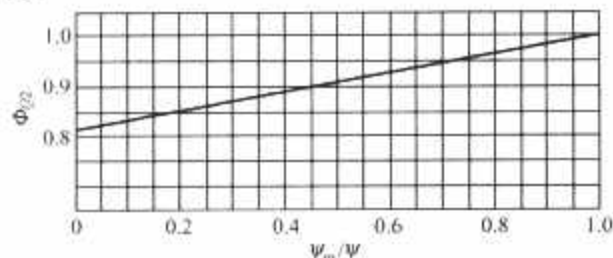


图 4.8-11 椭圆轴承静压流量系数

$$\Phi_{Q3} = S_0 \theta \left( \frac{D}{B} \right)^2 \frac{H}{B} \left( \frac{B}{a} - 2 \right) \frac{p_0}{p_m} \quad (4.8-8)$$

式中:  $\theta$  为供油槽附加流量修正系数, 由图 4.8-10 ( $\epsilon-\zeta$ 、 $\epsilon-\theta$  关系曲线) 查得;  $H$  为轴承供油槽高度, m;  $a$  为轴承阻油道宽度, m。

(5) 润滑油温升。不考虑轴承散热的情况下, 润滑油温升  $\Delta t$  的计算公式为

$$\Delta t = \frac{1000P}{c_p \rho Q} \quad (4.8-9)$$

式中:  $c_p$  为  $t_m$  时的润滑油比热容, J/(kg·°C), 由图 4.8-12 查得;  $\rho$  为  $t_m$  时的润滑油密度, kg/m³, 由图 4.8-13 查得。

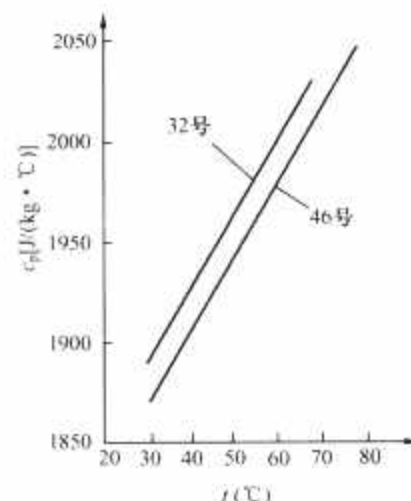


图 4.8-12 润滑油比热容随油温的变化关系

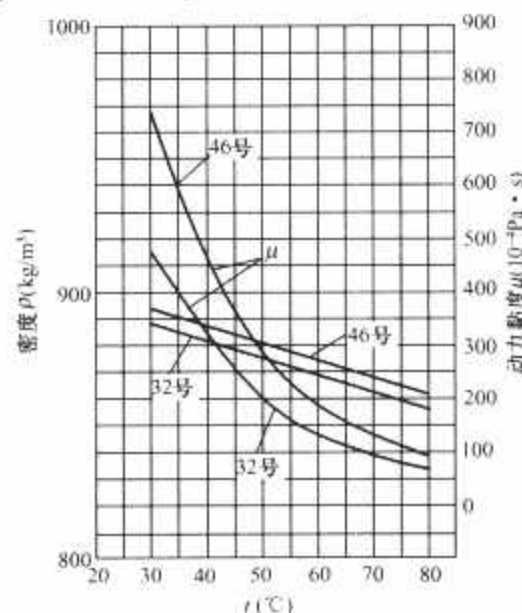


图 4.8-13 润滑油密度及动力黏度随油温的变化关系

(6) 最小油膜厚度

$$h_{\min} = C(1 - \epsilon) \quad (4.8-10)$$

(7) 油膜刚度和油膜阻尼

$$\left. \begin{aligned} k_{ij} &= K_{ij} \frac{\mu \omega B}{\psi^3} \\ b_{ij} &= B_{ij} \frac{\mu B}{\psi^3} \\ \psi &= \psi_{\min} / (1 - m) \end{aligned} \right\} \quad (4.8-11)$$

式中:  $K_{ij}$  为油膜刚度, N/m;  $B_{ij}$  为油膜阻尼, N·s/m。

此  $K_{ij}$  和  $B_{ij}$  可作为计算轴系振动的边界条件。

(8) 失稳转速。

对于刚性转子, 其失稳转速为

$$\omega_{st} = \frac{\mu B}{m_r \psi^3} \times \frac{K_{eq}}{\gamma_{st}^2} \quad \left( \frac{1}{s} \right) \quad (4.8-12)$$

对于弹性转子, 则有

$$\omega_{st} = \omega_{kl} \left[ \frac{-m_r \omega_{cr}}{2K_{eq} \frac{\mu B}{\psi^3}} + \sqrt{\left( \frac{m_r \omega_{cr}}{2K_{eq} \frac{\mu B}{\psi^3}} \right)^2 + \frac{1}{\gamma_{st}^2}} \right] \quad \left( \frac{1}{s} \right) \quad (4.8-13)$$

式中:  $m_r$  为转子分配到轴承上的质量, kg;  $\omega_{cr}$  为刚性支承时的一阶临界角速度, 1/s, 对于多质量转子的  $\omega_{kl}$ , 应取为

实际多质量转子刚性支承时的一阶临界角速度。

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}B_{yy} + K_{yy}B_{xx} - K_{xy}B_{yx} - K_{yx}B_{xy}}{B_{xx} + B_{yy}}$$

(4.8-14)

$$\gamma_{st}^2 = \frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{B_{xx}B_{yy} - B_{xy}B_{yx}}$$

(4.8-15)

$K_{eq}$ 、 $\gamma_{st}^2$ 分别为无量纲当量刚度和界限涡动比平方。一般常用径向滑动轴承有两个稳定判据， $K_{eq}>0$ 是稳定性的必要条件，如同时又有 $\gamma_{st}^2<0$ ，则通常就是绝对稳定；如出

现 $K_{eq}<0$ ，则为恒不稳，若出现 $K_{eq}>0$ ， $\gamma_{st}^2<0$ 则为恒稳，均无须进行失稳转速计算。

失稳转速满足

$$n_{st} = \frac{60}{2\pi}\omega_{st} \quad (\text{r/min})$$

(4.8-16)

为了保证安全运转，宜使 $n_{st}\geq 1.25n$ 。

**【例】**某台汽轮机，轴承直径 $D=0.3\text{m}$ ，轴承宽度 $B=0.24\text{m}$ ，轴承载荷 $W=91\,202\text{N}$ ，转子的工作转速 $n=3000\text{r/min}$ ，进油温度 $t_1=40^\circ\text{C}$ ，润滑油牌号为32号，选用椭圆轴承的计算过程和结果见表4.8-2。

表 4.8-2 椭圆轴承性能计算

序号	名称	符号	单位	计算公式	试算工况Ⅰ	试算工况Ⅱ	试算工况Ⅲ
1	轴承载荷	$W$	N		91 202		
2	轴承直径	$D$	m		0.3		
3	轴承宽度	$B$	m		0.24		
4	轴承宽径比	$B/D$			0.8		
5	转速	$n$	r/min		3000		
6	轴承圆周速度	$u$	m/s		47.12		
7	相对顶隙	$\psi_m$			取 0.13%		
8	半径间隙	$C_m$	m	$C_m = \psi_m \frac{D}{2}$	$0.195 \times 10^{-3}$		
9	椭圆度	$m$			取 0.5		
10	相对侧隙	$\psi$		$\psi = \frac{\psi_m}{1-m}$	0.26%		
11	半径侧隙	$C$	m	$C = \psi \frac{D}{2}$	$0.39 \times 10^{-3}$		
12	轴承压强	$p_m$	Pa		$12.67 \times 10^5$		
13	润滑油牌号				32 号		
14	进油温度	$t_1$	℃		40		
15	平均工作温度	$t_m$	℃		50	55	60
16	润滑油动力黏度	$\mu$	Pa·s	查图 4.8-13	$180.34 \times 10^{-4}$	$150 \times 10^{-4}$	$119.34 \times 10^{-4}$
17	萨摩菲尔得数	$S_0$		$S_0 = \frac{W\psi^2}{2\mu u B}$	1.512	1.82	2.285
18	偏心率	$\epsilon$			0.39	0.408	0.427
19	无量纲最小油膜厚度	$H_{min}$			0.286	0.269	0.237
20	最小油膜厚度	$h_{min}$	m	$h_{min} = H_{min}C$	$0.112 \times 10^{-3}$		
21	允许最小油膜厚度	$[h_{min}]$					
22	阻力系数	$\Phi_f$			3.67	3.23	2.76
23	摩擦系数	$f$		$f = \Phi_f \psi$	0.009 5	0.008 4	0.007 2
24	耗功	$P$	kW	$P = 9.806\,65 \times 102 f W u$	40.8	36.1	31.1
25	承载区流量系数	$\Phi_{Q1}$			0.157	0.16	0.161
26	承载区流量	$Q_1$	m <sup>3</sup> /s	$Q_1 = \psi u B D \Phi_{Q1}$	$1.38 \times 10^{-3}$	$1.41 \times 10^{-3}$	$1.42 \times 10^{-3}$
27	静压流量系数	$\Phi_{Q2}$		查图 4.8-11	0.91	0.91	0.91
28	进油压力	$p_0$	Pa		$0.1 \times 10^6$	$0.1 \times 10^6$	$0.1 \times 10^6$
29	静压流量	$Q_2$	m <sup>3</sup> /s	$Q_2 = 3\Phi_{Q2} \frac{p_0 C^3}{\mu} \times 10^{-1}$	$0.089 \times 10^{-3}$	$0.108 \times 10^{-3}$	$0.135 \times 10^{-3}$
30	轴承总流量	$Q$	m <sup>3</sup> /s	$Q = Q_1 + Q_2$	$1.469 \times 10^{-3}$	$1.518 \times 10^{-3}$	$1.555 \times 10^{-3}$
31	润滑油比热容 ( $t_m$ 时)	$c_p$	J/(kg·℃)	查图 4.8-12	1959.4	1978.25	1997.1
32	润滑油密度 ( $t_m$ 时)	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	查图 4.8-13	876	872.75	869.5
33	润滑油温升	$\Delta t$	℃	$\Delta t = \frac{1000P}{c_p \rho Q}$	16.18	13.77	11.52
34	校核进油温度	$t_1$	℃	$t_1 = t_m - \Delta t$	33.8	41.2	48.5

续表

序号	名称	符号	单位	计算公式	试算工况 I	试算工况 II	试算工况 III
35	无量纲油膜刚度					选为设计计算工况	
		$K_{xx}$				5.04	
		$K_{xy}$				-2.24	
		$K_{yx}$				13.28	
		$K_{yy}$				20.57	
	无量纲油膜阻尼	$B_{xx}$				6.96	
		$B_{xy} = B_{yx}$				3.42	
		$B_{yy}$				29.06	
36	无量纲油膜相当刚度	$K_{eq}$		按式 (4.8-14) 计算确定		6.99	
37	界限涡动比平方	$\gamma_{st}^2$		按式 (4.8-15) 计算确定		0.017	
38	转子分配到轴承上的质量	$m_r$	kg			9296.8	
39	转子一阶临界转速及相应角速度	$n_{cr}$	r/min			1900	
		$\omega_{cr}$	1/s			198.96	
40	失稳角速度	$\omega_{st}$	1/s	按式 (4.8-13) 计算确定		$K_{eq} > 0, \gamma_{st}^2 \approx 0$ 达到恒稳	
41	失稳转速	$n_{st}$	r/min			—	
42	核验 $n_{st}$			$n_{st} \geq 1.25 n$		—	

1.2 汽轮机推力轴承

1.2.1 推力轴承瓦块的形式

1.2.1.1 固定瓦块推力轴承

图 4.8-14 所示为整圈刚性固定推力瓦块，每个扇形固定瓦块由斜面和平面的组成。运行时，由斜面与转子推力盘的旋转平面构成油楔，使扇形瓦块上都形成动压油膜力，以与轴向载荷相平衡。这种形式的推力轴承，其承载能力为 0.5~1MPa，通常用于小功率汽轮机。

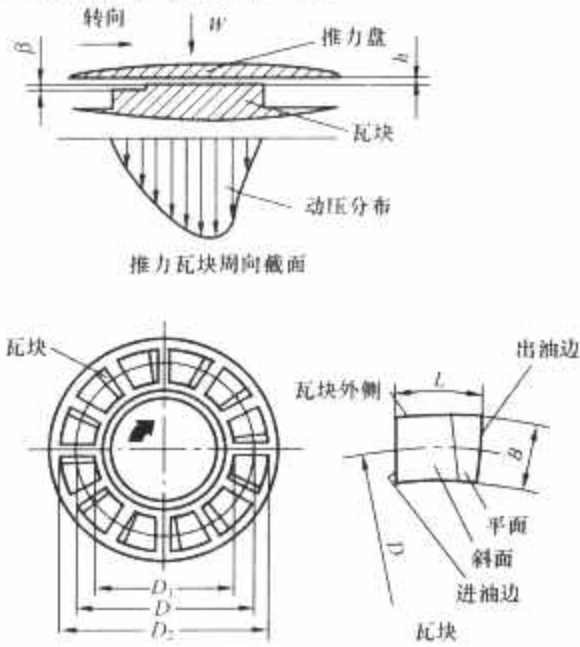


图 4.8-14 刚性固定推力瓦块

图 4.8-15 所示为弹性固定推力瓦块，运行时，在动压作用下使瓦块入口处倾斜，形成楔形油膜。这种形式推力轴承的承载能力略高于刚性固定瓦块推力轴承。

1.2.1.2 可倾瓦块式推力轴承

(1) 密切尔 (Michell) 式推力轴承。这种推力轴承的瓦块背面为线支承，运转时能自动倾斜，形成油楔，使瓦块表面与推力盘平面之间建立动压油膜，保证推力轴承在液体润滑状态下工作并支承转子的轴向载荷。密切尔式推力轴承的瓦块形式通常有两种，即带摆动线式和弹性均衡式，如图

4.8-16 所示。



图 4.8-15 弹性固定推力瓦块

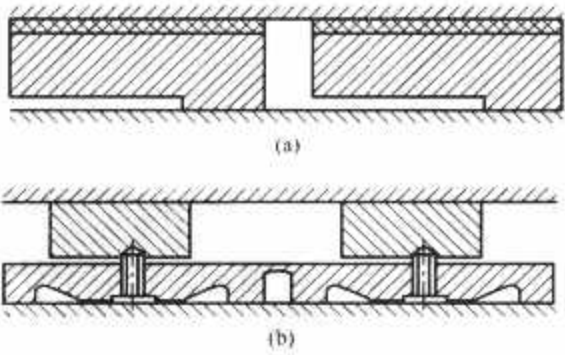


图 4.8-16 密切尔式推力轴承的活动瓦块形式  
(a) 带摆动线式；(b) 弹性均衡式

(2) 金斯伯雷 (Kinsbury) 式推力轴承。这种推力轴承的摆动瓦为点支承，它支承在杠杆均衡系统上，当个别瓦块高出其他瓦块且载荷增大时，中间垫块可围绕摇摆中心摆动而下降，并向邻近的瓦块分载。金斯伯雷式推力轴承的优点在于能将由于瓦面高低不齐而产生的载荷不均匀进行自动调整，达到各瓦块均匀承载的要求。

图 4.8-17 (a) 所示为传统金斯伯雷推力轴承的瓦块布置方式。图 4.8-17 (b) 所示为改进型瓦块布置方式，它与传动式瓦块布置方式的不同之处是使第一排垫块和第二排垫块的支撑面处于同一平面，减少甚至不存在上下排垫块接触



摩擦力对支撑点产生的摩擦力矩，从而使杠杆系统的自动均衡性能进一步改善。

为使杠杆均衡系统得到较佳的自动均衡作用，瓦块一般不超过 10 块，最佳为 6~8 块。

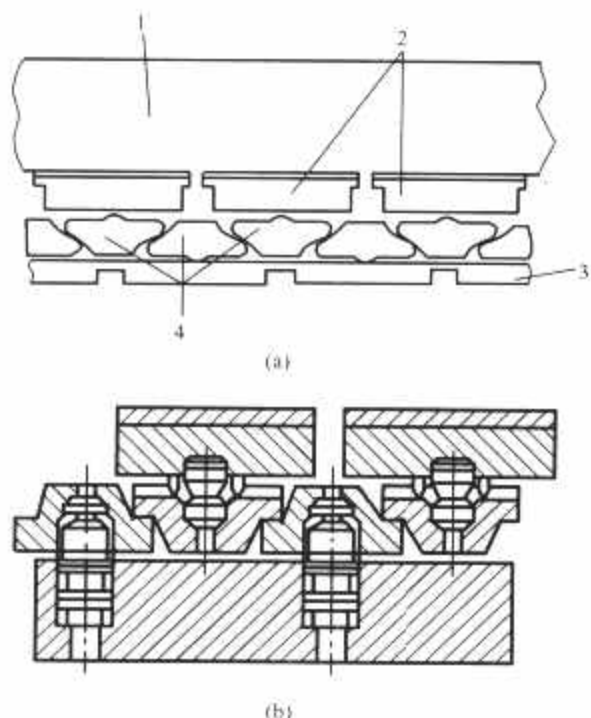


图 4.8-17 金斯伯雷推力轴承瓦块布置方式

(a) 金斯伯雷推力轴承的瓦块布置方式；

(b) 改进型瓦块布置方式

1—推力盘；2—瓦块；3—支架；4—中间垫块

### 1.2.2 推力轴承的结构形式

(1) 径向推力联合轴承。如图 4.8-18 所示，径向推力联合轴承的结构特点是径向和推力轴承置于一体，轴瓦体与轴承套之间为球面配合，使轴承随轴的挠度变形需要而自动调整，达到瓦面与转子上推力盘表面之间有较好接触，该结构适用于挠性转子且轴向载荷不太大的机组。

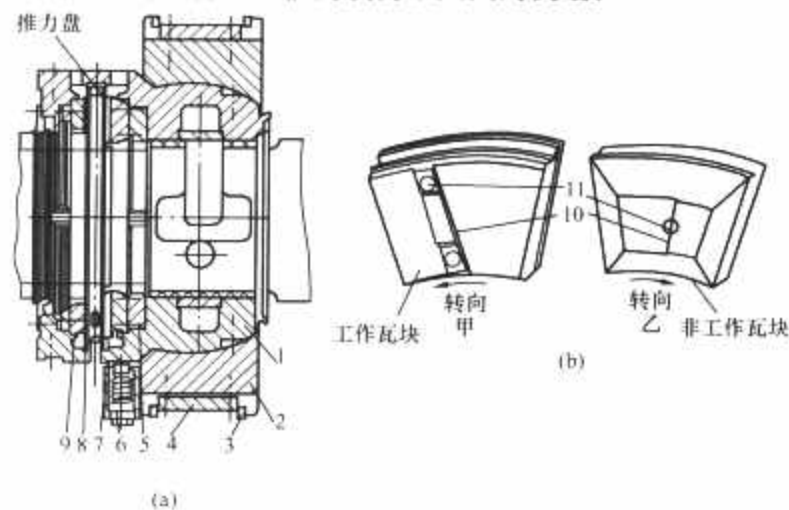


图 4.8-18 径向和推力联合轴承（摆动线式瓦块）

(a) 径向推力联合轴承；(b) 推力瓦块的形状

1—轴瓦体；2—轴承套；3—固定环；4—调整垫块；5—支持环；6—支持弹簧；7—工作瓦块；8—挡油环；9—非工作瓦块；10—摆动线；11—销孔

弹性均衡式瓦块的径向推力联合轴承，其推力瓦块搁置在弹性圈上，承载时弹性圈产生弹性变形，以达到各块瓦面与推力盘平面有良好接触的要求。该结构运用于刚性转子且轴向载荷不太大的机组。

(2) 金斯伯雷 (Kinsbury) 式推力轴承。图 4.8-19 所示为金斯伯雷式推力轴承，由于瓦块对称支承，故该推力轴承可用于正反两个转向工作。

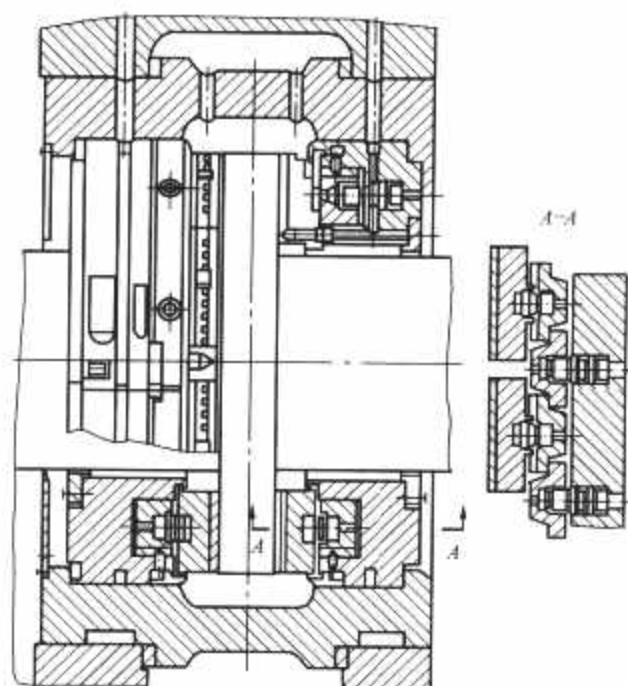


图 4.8-19 金斯伯雷式推力轴承

### 1.2.3 推力轴承设计计算

#### 1.2.3.1 参数选择

推力轴承几何参数的定义见图 4.8-20。

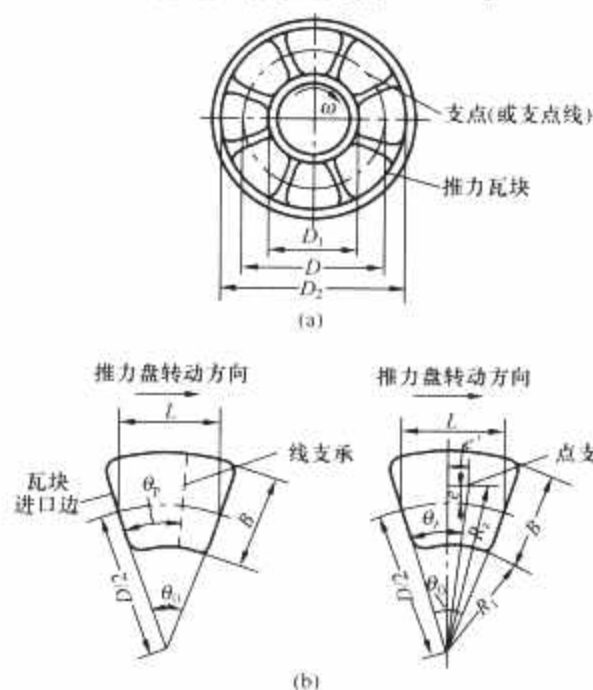


图 4.8-20 推力轴承的几何参数

(a) 压块在支承环上的布置图案；(b) 瓦块支承参数

(1) 瓦块的内径和外径。轴的直径  $d$  通常根据强度和刚度要求，由汽轮机总体设计确定。

瓦块内径  $D_1$  为  $(1.1 \sim 1.2)d$ ；瓦块外径  $D_2$  可根据估计的轴承填充系数（即推力瓦块的有效工作面积与理论环形面积之比）和所需瓦块的总面积来确定。

瓦块总面积为

$$A = k \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \quad (4.8-17)$$

式中： $k$  为填充系数，对于固定瓦，取  $k = \frac{5}{6}$ ；对于可倾瓦，取  $k = \frac{3}{4}$ 。

对固定瓦和可倾瓦，比值  $D_2/D_1$  分别按图 4.8-21 和图 4.8-22 查取，但不要超出图上的斜线范围，为保持瓦块的  $BL \approx B^2$  和瓦块数不太多的要求，可适当调整  $D_1$  和  $D_2/D_1$  值的大小，以使瓦块数目介于 6~10。

(2) 瓦块和推力盘的厚度。一般瓦块厚度  $H_w$  介于  $(0.35 \sim 0.5)L$ ；推力盘厚度  $H_t \geq 0.35L$ 。

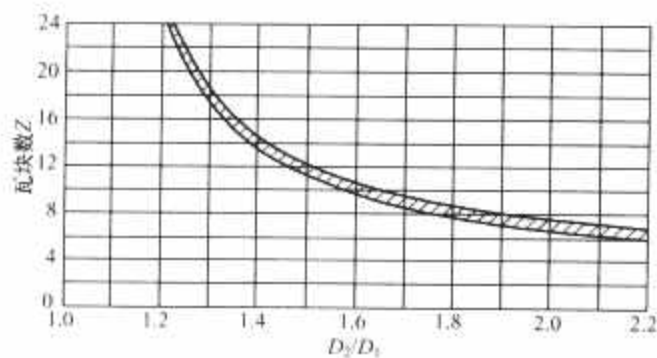


图 4.8-21 固定瓦式瓦块数选择

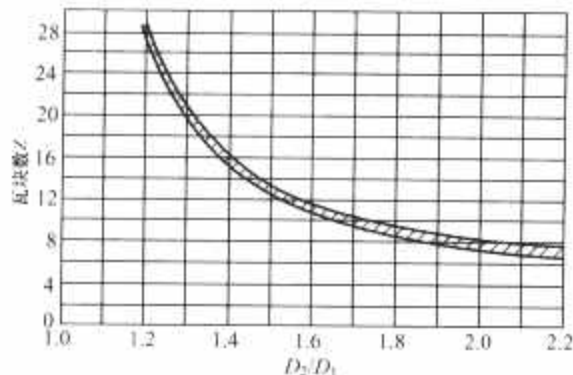


图 4.8-22 可倾瓦式瓦块数选择

(3) 瓦块的平台长度（见图 4.8-20）。加工固定瓦斜面时常留下一平台以支承启动时的载荷，平面与斜面的交线平行于瓦块的起始边，平台长度可取  $(0.1 \sim 0.3)L$ 。

(4) 瓦块坡高  $\beta$ （见图 4.8-14）。参数  $\beta/h$  的选取对固定瓦轴承性能的影响较大。 $\beta/h \leq 2.0$  时会导致高的工作温度和功耗，一般取  $\beta/h=3$  较合适；当油膜厚度很小时，将使  $\beta$  值太小而导致加工困难，因此  $\beta/h$  可适当取大些。

(5) 点、线支承可倾瓦块的偏支参数（见图 4.8-20）。参照表 4.8-3 选取偏支参数可获得较大的承载能力和较低的摩擦阻力。

对于需要正反转工作的推力轴承，其瓦块必须采用中央支承的形式。

表 4.8-3 偏 支 参 数

序号	偏支参数	轴 承 形 式	
		点支承可倾瓦推力轴承	线支承可倾瓦推力轴承
1	径向偏支参数 $R_2 - R_1$	$(0.515 \sim 0.56)B$	
2	相应的径向偏置距 $e$	$(0.015 \sim 0.06)B$ 偏向瓦块外侧	
3	周向偏支参数 $\theta_0$	$(0.55 \sim 0.6)\theta_0$	$(0.6 \sim 0.625)\theta_0$
4	相应的周向偏置距 $e'$	$(0.05 \sim 0.10)L$	$(0.1 \sim 0.125)L$ 偏向瓦块出口道

(6) 许用平均压强  $[p_m]$ 。对于固定式瓦块， $[p_m]$  为  $0.5 \sim 1\text{MPa}$ ；对于可倾瓦式瓦块， $[p_m]$  为  $1 \sim 2.5\text{MPa}$ 。考虑到汽轮机通流部分积垢、发生水冲击或阀门突然关闭等其他特殊工况可能造成的轴向负荷增加，设计压强应留有足够的裕量，最大允许瞬间压强  $[p_m]_{\max} \leq 4\text{MPa}$ 。

(7) 最小许用油膜厚度。一般情况下，最小许用油膜厚度  $[h_m]$  可从图 4.8-23 中选取。

当轴系发生较大不对中时，一些瓦块的油膜厚度会减小，而另外一些瓦块的油膜将增厚，从而使一些瓦块过载而导致过热，因此，在缺乏不对中的许用值时，应增加  $1.5 \times 10^{-4}d$  的附加值，即

$$[h_{\text{am}}] = [h_m] + 1.5 \times 10^{-4}d \quad (4.8-18)$$

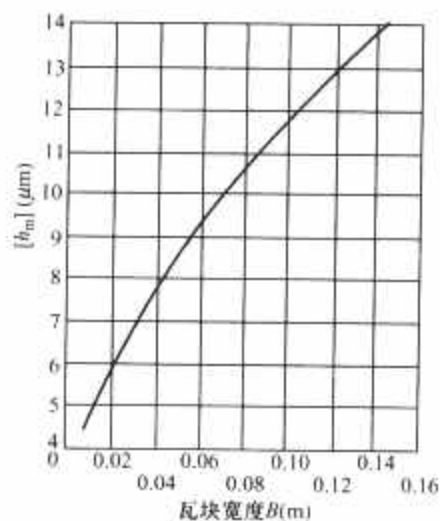


图 4.8-23 最小许用油膜厚度

式中： $d$  为轴直径，m。

瓦块、推力盘表面的粗糙度应与最小油膜厚度相一致，一般要求表面粗糙度为  $6.3 \sim 3.2$ 。

(8) 润滑油温度。启动油温、正常工作油温、温升等的推荐值和允许值均可参照径向轴承的规定；推力轴承瓦块巴氏合金的温度正常应小于或等于  $90^\circ\text{C}$ ， $99^\circ\text{C}$  报警， $107^\circ\text{C}$  停机。

运行中瓦块巴氏合金温度的高低标志着工作载荷的大小，是考核机组安全运行的重要指标之一。对于可倾瓦式瓦块，最高瓦温区域通常在瓦块沿径向高度及顺转向的圆弧上各 75% 的交点处，这一区域的温度称为  $t_{75-75}$  瓦块的温度，见图 4.8-24。



图 4.8-24 瓦块最高温度区域

瓦温测量可采用热电偶或铂电阻的测温元件，元件一般埋在离巴氏合金表面以下  $2 \sim 3\text{mm}$  处。

在相同的尺寸和运转条件下，偏心支承的瓦块温度较中心支承的瓦块温度低约  $20^\circ\text{C}$ 。

#### 1.2.3.2 可倾瓦推力轴承的润滑方式

(1) 轴承浸没在油池中工作。油从瓦块的内径处进入，而后随旋转离心力的作用向外圆方向流动；排油口多在轴承顶部，以保持各瓦块都浸没在油中。

(2) 喷嘴式直接喷油润滑。在高速轴承中，轴承功耗主要由两部分组成：

- 1) 瓦面与推力盘之间润滑膜的摩擦。
- 2) 外露运动表面上的流体阻力（通常称为搅拌损耗）。

为了减少搅拌损耗，一般采用喷嘴直接喷油润滑，将润滑油喷在推力盘表面以形成油膜，从而使瓦块不浸在油中。

(3) 在各瓦块进口边设单独进油槽来实现瓦块有组织地供油润滑。这种润滑形式可明显降低功耗和减少润滑油量。

1.2.3.3 推力轴承润滑性能计算

计算推力轴承的润滑性能时，温度计算系数  $S_1$  从表 4.8-4 中查取，温度计算系数  $S_2$  则从图 4.8-25 中查取。推力盘搅动损失的计算系数  $K$  从图 4.8-26 中查取，计算推力环的系数  $\alpha$  从图 4.8-27 查取。

单向点、线支承可倾瓦推力轴承的润滑性能计算见表 4.8-5。

表 4.8-4 温度计算系数  $S_1$

瓦块数选取情况	$S_1$
按 $D_2/D_1$ 、 $B/L_1$ 选取瓦块数 $Z$ 时	0.12
实际采用的瓦块数为 $\frac{3}{4}Z$ 时	0.22
实际采用的瓦块数为 $\frac{1}{2}Z$ 时	0.38
实际采用的瓦块数为 $\frac{1}{4}Z$ 时	0.45

表 4.8-5 单向点、线支承可倾瓦推力轴承的润滑性能计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	浸油润滑法		直接润滑法	
					1	2	1	2
1	轴向载荷	$W$	N		$9.806\ 65 \times 10^4$	$9.806\ 65 \times 10^4$	$9.806\ 65 \times 10^4$	$9.806\ 65 \times 10^4$
2	推力盘的工作转速	$n$	r/min		3000	3000	3000	3000
3	瓦块内径	$D_1$	m		0.215 9	0.215 9	0.215 9	0.215 9
4	瓦块外径	$D_2$	m		0.431 8	0.431 8	0.431 8	0.431 8
5	瓦块平均直径	$D$	m	$D = \frac{D_1 + D_2}{2}$	0.323 8	0.323 8	0.323 8	0.323 8
6	瓦块宽度	$B$	m	$B = \frac{D_2 - D_1}{2}$	0.108	0.108	0.108	0.108
7	瓦块平均直径处弧长	$L$	m		0.144	0.144	0.144	0.144
8	瓦块数	$Z$		参照图 4.8-22 确定	6	6	6	6
9	瓦块压强	$p_b$	Pa	$p_b = \frac{W}{ZBL}$	$1.05 \times 10^6$	$1.05 \times 10^6$	$1.05 \times 10^6$	$1.05 \times 10^6$
10	润滑油牌号				32 号	32 号	32 号	32 号
11	进油温度	$t_g$	℃	通常取 $t_g$ 为 35~45℃	40	40	40	40
12	瓦块供油温度	$t_l$	℃	通常取 $t_l$ 为 50~70℃	50	50	50	50
13	润滑油的密度乘比热容	$\rho c$	J/m <sup>3</sup>	通常取 $\rho c = 1.7 \times 10^6$ J/m <sup>3</sup>	$1.7 \times 10^6$	$1.7 \times 10^6$	$1.7 \times 10^6$	$1.7 \times 10^6$
14	估计性能计算用的油膜等效温度	$t_d$	℃	选取	60	62	50	53
15	对应 $t_d$ 的润滑油动力黏度	$\mu_d$	Pa·s	按图 4.8-13 查取	$120 \times 10^{-4}$	$106 \times 10^{-4}$	$180 \times 10^{-4}$	$160 \times 10^{-4}$
16	最小油膜厚度	$h_m$	m	$h_m = 0.46 \sqrt{\frac{\mu_d n D B}{60 p_b}}$	$65 \times 10^{-6}$	$61.39 \times 10^{-6}$	$80 \times 10^{-6}$	$75.42 \times 10^{-6}$
17	瓦块最高温度	$t_{max}$	℃	$t_{max} = t_g + \frac{23}{\rho c (1 + S_1)} \times \left( \frac{p_c}{p_c + a} \right) \frac{L}{B} p_b$ 当浸油润滑时，用 $t_l$ 代替 $t_g$	66.6	66.55	56.7	56.68
				$S_1$ 从表 4.8-4 选取， $a$ 从图 4.8-27 中查取	$S_1 = 0.12$ $a = 1$	0.12 1	0.12 1	0.12 1
				贝克来德数 $Pe = 8.9 \frac{n L \eta_m^2}{60 k L}$ ，润滑油热扩散系数 $k = 0.08 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s	$Pe = 52.8$	47.11	80	71.1



续表

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	浸油润滑法		直接润滑法	
					1	2	1	2
18	性能计算用的油膜等效温度核算值	$t_d'$	℃	$t_d' = \frac{t_{\max} - t_g}{S_2} + t_g$ $S_2$ 从图 4.8-25 中查取	62.76 1.3	62.73 1.3	52.8 1.3	52.83 1.3
19	每块瓦的油膜功耗	$P_m$	W	$P_m = \frac{1}{2} \times \frac{h_m n D W_p}{B}$ , $W_p = W/Z$	4777.8	4512	5880.4	5543.7
20	[ $t_p$ ] 温度时润滑油动力黏度和密度	$\mu_p$	Pa·s	从图 4.8-13 查取	$80 \times 10^{-4}$	$80 \times 10^{-4}$	—	—
		$\rho_p$	kg/m <sup>3</sup>		863	863	—	—
21	推力盘外径及厚度	$D_t$	m		0.44	0.44	—	—
		$H_t$	m		0.05	0.05	—	—
22	推力盘外圆处雷诺数	$Re$		$Re = \frac{\rho_p n D_t^2}{60 \mu_p}$	$10.44 \times 10^5$	$10.44 \times 10^5$	—	—
23	推力盘搅拌损失的计算系数	$K$		从图 4.8-26 查取	0.02	0.02	—	—
24	推力盘的搅拌功耗	$N_i$	W	$N_i = K \rho_p D_t^5 \left(\frac{n}{60}\right)^3 \left(1 + \frac{4H_t}{D_t}\right)$	51 591.9	51 591.9	—	—
25	轴承总功耗	$N$	W	$N = ZN_m + N_i$	80 258.7	78 663.9	$N_i = 0$ 35 282	$N_i = 0$ 33 262
26	许用排油温度	[ $t_p$ ]	℃	通常取 [ $t_p$ ] = 70℃	70	70	—	—
27	保持 [ $t_p$ ] 温度时需要的润滑油量	$Q$	m <sup>3</sup> /s	$Q = \frac{N}{\rho \times ([t_p] - t_g)}$	$1.574 \times 10^{-3}$	$1.542 \times 10^{-3}$	—	—
28	直接润滑方式中所有瓦块的需油量	$Q_d$	m <sup>3</sup> /s	$Q_d = 3.3 \left(\frac{n}{60}\right) DB h_m Z$	—	—	$2.77 \times 10^{-3}$	$2.611 \times 10^{-3}$

注 本表适用于  $B/L$  为 0.8~1.2 的情况。

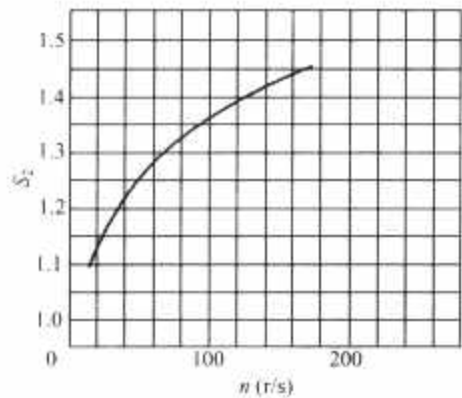


图 4.8-25 温度计算系数  $S_2$

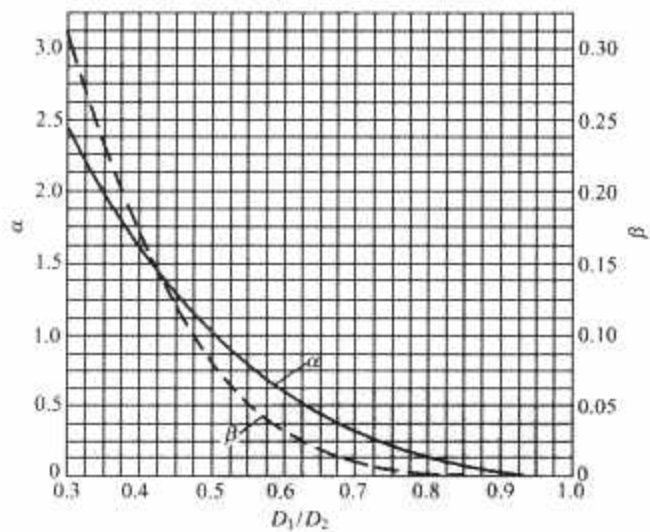


图 4.8-27 计算推力环的系数

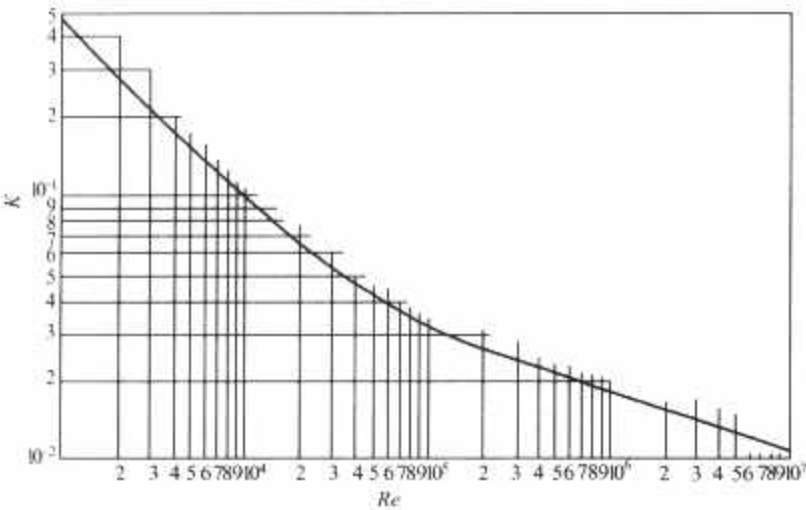


图 4.8-26 推力盘搅动损失的计算系数  $K$

1.3 轴承材料

为确保汽轮机轴承安全可靠地长期运行，轴承选材的原则是要建立良好的动力润滑膜创造条件。轴承材料应有足够的强度，以承受油膜压力的动态变化产生的热效应影响。

通常，汽轮机轴承采用双层结构形式，由钢衬背和合金层组成。

汽轮机轴承中广泛采用锡铋轴承合金（或称锡基巴氏合金）作为轴瓦合金。锡铋轴承合金具有良好的相容性和磨合性。常用汽轮机轴承合金的化学成分、力学性能和应用范围见表 4.8-6。

表 4.8-6 汽轮机轴承常用合金材料

合金牌号		主要成分 (%)			力学性能 (不低于)			最大许用值			应用范围
		Sb 锑	Cu 铜	Sn 锡	抗压强度 $\sigma_{kc}$ (MPa)	抗压屈服强度 $\sigma_{-0.2}$ (MPa)	硬度 HB	压应力 $p_m$ (MPa)	线速度 $u$ (m/s)	瓦面允许工 作温度 (℃)	
锡锑 轴承 合金	ZSnSb11Cu6	10.0~12.0	5.5~6.5	其余	112.8	80.4	27	6~10	变动时 $\leq 60$ 稳定时 $\leq 80$	125	推荐工作温度 不高于 110℃
	ZSnSb8Cu4	7.0~8.0	3.0~4.0	其余	111.8	42.2	24	4~8	变动时 $\leq 60$ 稳定时 $\leq 80$	125	推荐工作温度 不高于 110℃

锡基巴氏合金的基本金属为锡，此外，还含有一定比例的铋和铜。锡和铋组成的立方晶体为一种硬质点，它均匀分布在柔软的锡基体内。针状的铜锡化合物在空间组成骨架状组织，防止合金在结晶过程中出现偏析，也起到硬质点的作用。

巴氏合金的硬度随着温度的上升而下降，相应力学性能也下降，在使用中一般以保持巴氏合金硬度为 12HB 时的温度作为极限温度。

近年来，为了进一步提高巴氏合金的性能，特别是耐高温性能，常加入少量的镍、镉和砷。镍和镉可提高强度和硬度，改善耐蚀性；砷则能细化晶粒，提高合金流动性，减少合金在高温时的硬度下降。

2 轴承座

汽轮机轴承座是用以安置高速旋转的高（中）压转子或低压转子的支承件——轴承的，它使高速旋转时由重力或偏心造成的离心力由轴承承受，并传递到容纳各轴承的静子件——轴承座上，从而起到固定汽轮机转子与静止部件之间相对位置的作用。

2.1 轴承座的典型结构

轴承座有直接坐落在汽轮机基础上面的机座或台板上的，也有依附于汽缸并与之成一体。因此，根据轴承座与基础连接的形式不同，轴承座可分为落地式轴承座和座缸式轴承座两种形式。

2.1.1 落地式轴承座

落地式轴承座与汽缸分别置于不同的基础上，不受汽缸的猫爪与轴承座的连接的影响。也就是无论汽缸猫爪是否置在轴承座上，只要轴承座单独与基础（台板）接触，技术上则泛称为落地式轴承座。

一般情况下，落地式轴承座又可分为滑移式落地轴承座及死点式落地轴承座，二者的差别仅仅是前者随机组启动、升速、并网、加负荷等工况变化时产生沿轴向的可控移位，而后者则是在任何工况下于轴承座死点处的热位移均为零。

对于不同机组，落地式轴承座设置各不相同，但前轴承座一般均采用落地式结构。图 4.8-28 所示为钢板焊接结构的前轴承座，轴承座内主要放置一号径向轴承、主油泵和危急遮断装置，以及监视转子位移、汽缸膨胀位移、转速、转子振动及偏心等的传感器，有时也将推力轴承置于其中。轴承座的轴中心线两侧设有支托高中压汽缸前猫爪的支承面，轴承座下半部端面上与高中压缸用工字钢连接，以保证与汽缸同步胀缩移动。底平面的中心线上装有轴向键，以保证轴承座在基础台板上沿轴向滑动时的中心不变。轴承座底部借其两侧法兰和 L 型压板，用螺栓紧固在台板上，以防止轴承座向上抬起。前轴承座也称为滑移式落地轴承座。

图 4.8-29 所示为铸造结构的轴承座。该轴承座无台板，

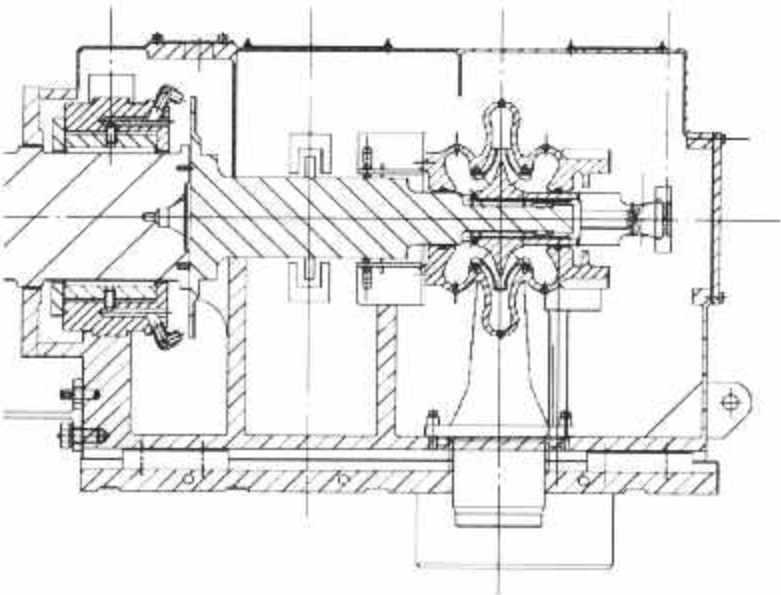


图 4.8-28 钢板焊接结构的前轴承座

直接坐落于基础上，轴承座与基础的连接由地脚螺栓完成。拧紧上螺母时，球形垫圈使得地脚螺栓具有良好的自定位性能，而不会引起附加弯矩。在基础与轴承座之间布置有环以防止灌浆时水泥进入到基础中预埋球形垫圈的盒子中。轴承座下底面调整螺钉在安装时作调整轴承水平位置用。在底部与基础之间约有 70mm 的空间需进行二次灌浆。轴承座的定位由与座体浇铸成一体中心纵向键和两端横向键来实现。灌浆后，纵、横向键即被固定。目前，西门子百万千瓦机组中广泛使用这种轴承座，此轴承座也可称作死点式落地轴承座。

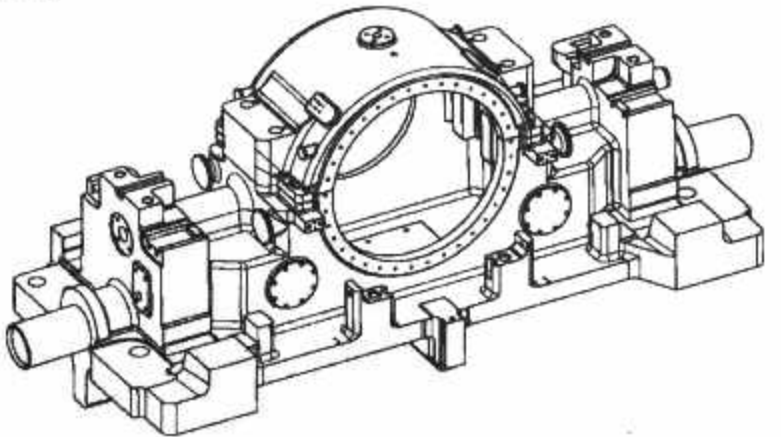


图 4.8-29 铸造结构的轴承座

采用落地式结构的轴承座有足够的支持刚度且不受机组工况和汽缸承受载荷变化的影响，易于维持轴承座标高。运行中稳定性和支承刚度的提高，有利于提高轴系的稳定性和减少不平衡力产生的影响。

2.1.2 座缸式轴承座

座缸式轴承座依附于汽缸，它可视为汽缸的延伸部分，不论汽缸是焊接式还是铸造式，轴承座通常都置于排汽缸尾部的扩压洼窝中。座缸式轴承座对于缩短汽轮机转子跨度（尤其是低压转子跨度）是一个十分明显的长处，但在机组

运行中, 轴承座支承中心势必受到排汽温度变化、机组真空变化的影响, 在设计及轴系找中时应充分顾及这一变化因素。

西屋类型机组的低压缸轴承座即是座缸式轴承座, 它坐落在焊接外缸的排汽注窝中。

## 2.2 轴承座的设计原则

### 2.2.1 轴承座的强度和刚度

轴承座承担着汽轮机转子和汽缸的动、静载荷, 同时还承担着由于传递扭矩带来的反作用力及高速旋转部件的不平衡质量引起的动载荷。因此, 轴承座应有足够的强度和刚度, 还应有良好的抗振性能。对于落地式轴承座, 其上支撑着汽缸的猫爪, 汽缸的热膨胀会产生一定的位移, 热膨胀产生的力通过猫爪传递到轴承座上; 对于滑移式落地轴承座和座缸式轴承座, 其端部还有推杆的连接以保证机组的膨胀, 因此, 轴承座应能承受这些水平力以避免轴承座变形和轴承中心标高变化。

轴承座又与基础横梁、转子——轴承系统等组成振动系统, 因此, 应校核在激振力作用下出现的系统振动频率, 使之避开工作转速频率并有一定裕度。

### 2.2.2 轴承支座的设计

轴承支座总负荷应包括一个静态力和一个旋转力, 静态力是轴承支撑反力, 动态力是由于转子旋转而产生的离心力。危险工况下由于转子叶片的断裂而产生的不平衡力是非常巨大的, 动态力约是轴承支撑反力的 5~8 倍, 轴承支座和轴承盖板应能承受这些力而不发生塑性变形。轴承支座和轴承盖板上的螺栓也应能承受这些力。

### 2.2.3 轴承座的稳固性

一般应使轴承承力中心的垂线落在轴承座的有效承载区内, 切勿将轴承的支承设计成悬臂或桥坠型结构。如果总体设计要求对轴承采用悬臂式支柱的结构, 则轴承座必须有足够的刚度, 以外, 还应仔细地分析可能引起轴承座产生振动的因素, 并采取有效的抗振措施。

### 2.2.4 轴承座的负压设计

为防止油烟外排 (如装有回转设备的轴承座内高速旋转的齿轮鼓风会造成油烟外泄) 和消除电厂火警, 大型汽轮机的轴承座必须考虑负压腔室的设计。

在设计负压轴承座回油管时, 应考虑如下因素:

(1) 当轴承座以“半管流动”设计回油管时, 回油速度应按势能方程式求解, 即回油速度与管径无关。

(2) 回油管道在极端工况时, 不得使油位升至极限油位——轴承座油封注窝。对此, 回油管在力所能及的范围内, 尽力放大为宜。

(3) 传统设计中轴承顶盖上方常装设一定数量的排油烟装置, 它在破坏负压原则的同时, 却能有效、快速地外排高温油烟, 尤其在回油满管流动时, 它更显得必不可少。目前设计中两者互不排斥, 更为安全。

### 2.2.5 轴承座的内腔应作灌油试验及清洁处理

轴承座的中分面及各进出油法兰处均要有较好的密封性, 不能有裂纹和渗油现象出现。轴承座内壁和油管的内、外壁均要清理干净, 保持清洁、完好, 不得有裂纹、漏油等现象发生。

灌油试验应在彻底清洁腔室内外壁面后进行, 灌油高度不得低于回油管上方, 灌油无渗漏试验不得少于 24h。

转子穿过轴承座的地方应装有挡油环和挡汽片, 以防止润滑油向外泄漏或轴封蒸汽漏入轴承座。

### 2.2.6 轴承座 (滑移式轴承座) 与台板底面的接触

为满足机组相对胀差和绝对胀差的要求, 凡与汽缸同步胀缩移动的轴承座, 其底平面与基础台板之间应接触良好, 一般要求达到 0.05mm 的塞尺塞不进。轴承座底平面与相接触的基础台板之间应注入耐高温润滑脂。目前一般采用压力润滑, 即将抗高温的润滑油注入轴承座或台板需要润滑的表面沟槽内, 达到油脂润滑接触面的目的; 也可采用金属抗磨自润滑合金 (目前常用 DAVE 合金), 它原是一种应用在精密机床抗磨导轨上的合金, 是理想的无油润滑材料。

## 2.3 轴承座的刚性

轴承座是个复杂的弹性系统, 在转子残余不平衡质量的激振力作用下, 会产生振幅为  $A$  的振动。动刚度就是使轴承座产生单位振幅的振动所需的激振力大小, 即  $K_d = F/A$ 。

动刚度是衡量机械结构抵抗振动的能力指标, 动刚度数值越大, 说明机械结构在动态力作用下的振动幅值越小。

当参加振动的质量为  $m_s$  的轴承座受到周期性干扰力  $F \sin \omega t$  的作用时, 其运动微分方程为

$$m_s \frac{d^2 Y}{dt^2} + K_s Y = F \sin \omega t$$

式中:  $K_s$  为轴承座的静刚度, 若位移  $Y$  作简谐运动, 即  $Y = A \sin \omega t$ , 将其代入式, 可得

$$\frac{F}{A} = K_s - m_s \omega^2$$

$$K_d = K_s - m_s \omega^2$$

汽轮机转子的实际载荷  $M$  通过油膜作用于轴承座 (包括轴承体) 上, 因此, 支座总刚度应包括油膜刚度。弹性支座的受力分析见图 4.8-30。

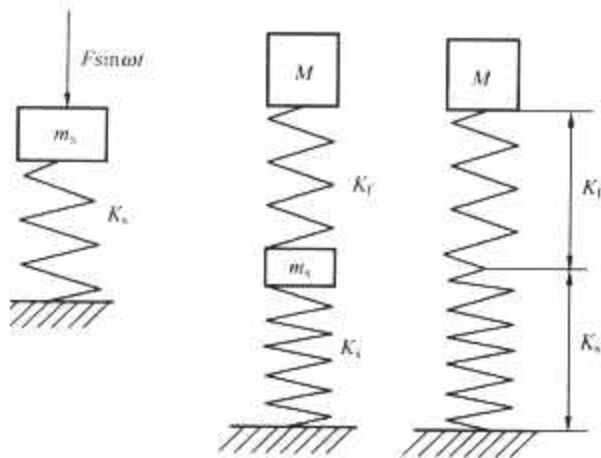


图 4.8-30 弹性支座的受力分析

支座总刚度  $K_0$  应为

$$K_0 = \frac{K_f K_d}{K_f + K_d} = \frac{K_f (K_s - m_s \omega^2)}{K_f + K_s - m_s \omega^2} = \frac{K_f K_s \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_s^2}\right)}{K_f + K_s \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_s^2}\right)}$$

式中:  $K_f$  为油膜刚度;  $\omega_s$  为支座固有频率;  $\omega$  为转子的工作频率 (角速度)。

支座总刚度还可由下式来表达, 即

$$\frac{K_0}{K_f} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_s^2}}{\frac{K_f}{K_s} + 1 - \frac{\omega^2}{\omega_s^2}}$$

按上式作出的相对总刚度的变化曲线见图 4.8-31。

从图 4.8-31 中可以看到以下四个区域:

(1) I 稳定区。在  $0 < \frac{\omega}{\omega_s} < 0.5$  的区域内,  $\frac{\omega}{\omega_s}$  的变化不会引起支座刚度的变化; 在此区域内, 支座刚度的大小只与



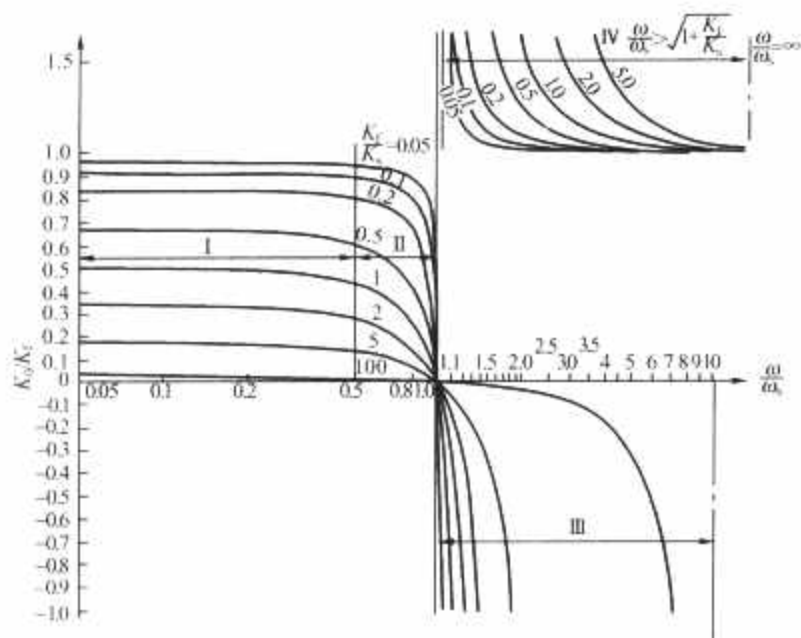


图 4.8-31 支座总刚度的变化曲线

油膜刚度和支座静刚度有关。当  $\frac{K_f}{K_s}$  值确定之后, 支座总刚度基本上是一常数, 故转子—支座系统有确定不变的固有频率, 从而可以容易地使转子工作频率避开这一固有频率而稳定地工作。

在 I 稳定区内要求  $\omega_s > 2\omega$ , 即要求支座刚度较大些, 这对大功率 3000r/min 的机组很难实现, 一般在中小型 3000r/min 机组的落地式轴承座中有可能实现。

(2) II 不稳定区。在  $0.5 < \frac{\omega}{\omega_s} \leq 1$  的区域内, 在任何  $\frac{K_0}{K_f}$  值处, 支座总刚度随  $\frac{\omega}{\omega_s}$  的变化而急剧地减小; 在  $\frac{\omega}{\omega_s} = 1$  处, 对于任何  $\frac{K_0}{K_f}$  值, 支座总刚度均等于零, 不计阻尼时, 转子的振幅将趋于无穷大。

设计不允许在  $\omega = \omega_s$  的共振条件下工作, 工作频率与固有频率接近时, 设计应特别谨慎, 转子高速动平衡应选择较高精度, 以降低工作频率的振幅。

(3) III 负刚度区。在  $1 < \frac{\omega}{\omega_s} < \sqrt{1 + \frac{K_f}{K_s}}$  的区域内, 支座总刚度变成负值, 且其绝对值随  $\frac{\omega}{\omega_s}$  的变化而有极大变化, 从而转子—支座系统的固有频率也将发生变化, 系统处于不稳定的状态。因此, 负刚度区不宜选为变速汽轮机的工作区域。

(4) IV 柔性支座区——稳定区。在  $\frac{\omega}{\omega_s} \geq \sqrt{1 + \frac{K_f}{K_s}}$  的区域内, 支座总刚度  $K_0$  由  $\infty$  到接近但大于  $K_s$  之间变化, 而且只要  $\frac{\omega}{\omega_s} \geq \sqrt{11 \frac{K_f}{K_s} + 1}$ , 支座总刚度就很接近于油膜刚度 (即  $K_f < K_0 < 1.1K_f$ ), 此时转子—支座系统也有确定不变的固有频率, 因而可以稳定地工作。

$\frac{\omega}{\omega_s} \geq \sqrt{11 \frac{K_f}{K_s} + 1}$  的支座系统称为柔性支座。在柔性支座下, 转子—支座系统能稳定地工作。

机组工作转速和轴承结构及参数确定后, 油膜刚度  $K_f$  也基本确定, 因而, 为满足柔性支座的条件, 主要选取较小的支座静刚度  $K_s$ 。

轴承座的静刚度可以采用有限元法求得, 但因轴承座结构比较复杂, 故计算十分复杂且不易精确, 所以通常采用实验方法求解动刚度。

### 3 盘车装置

盘车装置是在汽轮机启动前和停机后、无蒸汽动力时驱动转子进行回转的装置。汽轮机在冲转启动前、供轴封汽后, 为防止由于轴封汽漏入缸内而使转子及汽缸上下受热不均匀而造成转子弯曲变形, 一般需要盘车。同时, 启动前通过盘车可以检查汽轮机动、静部件之间有无碰磨, 大轴弯曲是否正常等。

汽轮机减速停机时, 应及时投入盘车装置, 使热态转子处于盘车转速的转动中, 避免产生热态弯曲; 持续盘车至汽缸温度下降到产品要求规定的温度且转子不再会受热态所致的影响时方可将盘车装置停止。

通常要求在蒸汽冲动转子并超过盘车转速后, 盘车装置应能自脱开; 在机组停机时惰走降速到盘车转速的瞬间, 盘车装置应能自动平稳地投入。

#### 3.1 盘车装置的结构

##### 3.1.1 高速盘车

高速盘车的目的是使汽轮发电机组各轴承在盘车转速下能建立起较完整的润滑油膜, 以减小摩擦阻力。为此目的, 通常要求轴颈的圆周速度大于或等于 0.5m/s。采用高速盘车可以避免高压顶轴油的长期投运, 同时, 在较高盘车转速下, 有利于减小汽缸和隔板等高温部件的上下温差, 但盘车转速选择过高时, 要相应增大盘车电动机的容量。一般在启动时要先投运高压顶轴油装置, 以减小启动力矩, 待进入正常的高速盘车后, 即可将高压油顶轴装置停下。

##### 3.1.2 低速盘车

盘车转速一般为 2~5r/min, 各轴承处于边界润滑条件下工作, 摩擦阻力比动压油膜大得多。因此, 在低速盘车过程中, 高压顶轴油装置应始终投运, 靠高压油的静压将转子顶起, 以减小低速盘动转子时轴承的摩擦阻力。

当代汽轮机, 尤其是大功率汽轮机的盘车装置有低速化的趋势。与高速盘本相比, 除电动机容量较小之外, 低速盘车还有下列技术优势:

(1) 低速啮合的安全性及一次启动成功率高。

(2) 低速盘车为电厂检修, 如找中、叶片测频、汽封油封调整等创造了有利的条件。

(3) 低速回转有利于二班制运行温差控制、缸温维持以及汽缸温度场的均匀; 事故状态下主轴弯曲时, 能帮助实现转子的校直。

(4) 节能、降耗。

##### 3.1.3 螺旋轴齿轮传动式盘车装置

图 4.8-32 所示为螺旋轴齿轮传动式盘车装置的典型结构。实际中也有将一级齿轮副设计成蜗轮蜗杆、主动轴空间垂直于螺旋杆的结构。前者一般为高速盘车, 后者则是低速盘车, 两者用途都十分广泛。

盘车电动机通过主动齿轮和从动齿轮、滑动啮合齿轮 (又称小齿轮) 和转子上的大齿轮两级减速后带动转子转动。小齿轮内孔中螺旋齿槽与螺旋轴相啮合, 并可沿螺旋轴左右移动。推动手柄可以改变小齿轮在螺旋轴上的位置, 同时控制润滑油控制器及行程开关。

螺旋轴齿轮传动式盘车装置配以电气装置和操纵机构后可实现全自动功能, 盘车的投入和退出无需人工干预而实现全自动化。自动盘车的电气系统中 DCS 一般均有接口, 能实现由 DCS 对盘车的监视和控制。有的电气装置中还配备了变频装置, 从而能灵活改变电动机的转速, 实现高、低速

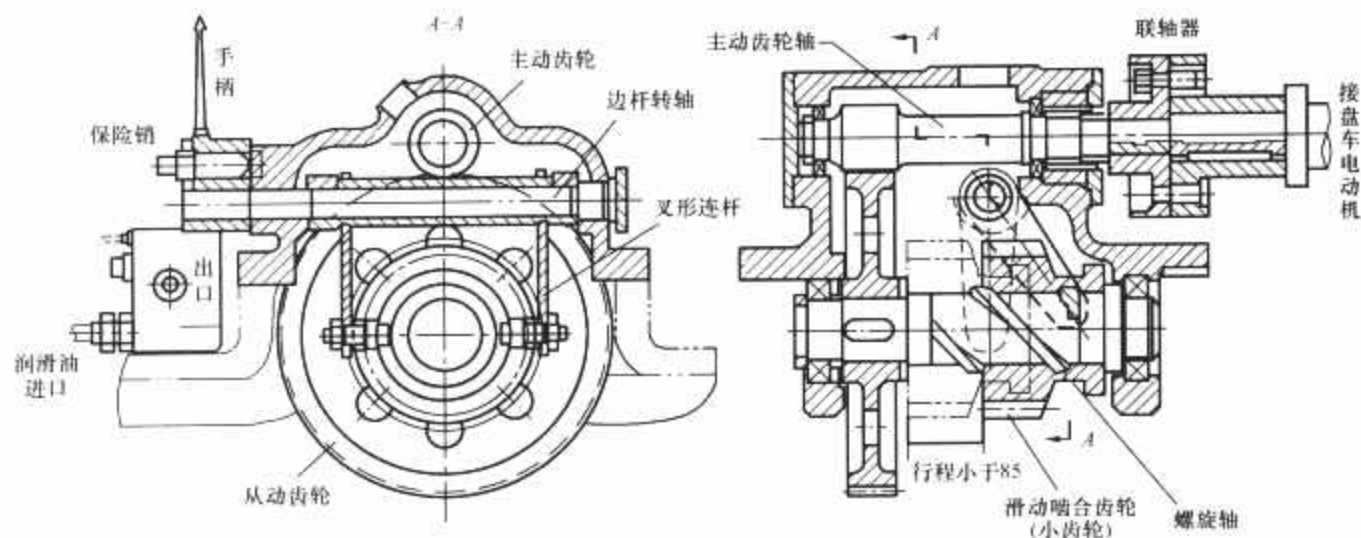


图 4.8-32 螺旋轴齿轮传动式盘车装置的典型结构

盘车的自由选择。

### 3.1.4 链条及齿轮传动式盘车装置

链条及齿轮传动式低速盘车装置由一台电动机带动一对链轮减速，再由从动链轮带动一付蜗杆传动减速，然后经过几个齿轮传动组进一步减速，最终惰轮与汽轮机转子上的盘车大齿轮相啮合，从而实现对汽轮机转子约 3r/min 的转速进行低速盘车。

### 3.1.5 SSS 离合器式盘车装置

图 4.8-33 所示为一种具有同步、自动、离合功能的离合器（简称为 SSS 离合器）式盘车装置。

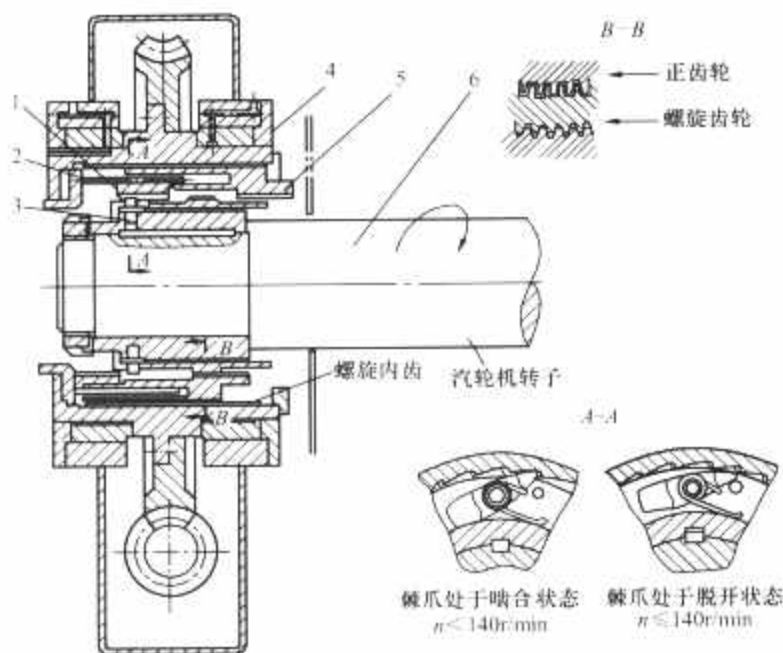


图 4.8-33 SSS 离合器式盘车装置

1—内棘齿轮；2—缓冲器；3—棘爪；4—蜗轮轴（内孔带有螺旋内齿）；5—移动环（外圆带有螺旋齿）；6—汽轮机转子

SSS 离合器式盘车装置由一台 1450r/min 的盘车电动机、一台启动变阻器、一套蜗轮减速器和一套自动 SSS 离合器四个部分组成。

盘车电动机的另一端设有手柄，用于失去电源时手动盘车。

新近的机组是配备了液压马达代替此类盘车装置的电动机。液压马达与 SSS 离合器在同一轴线上，高压顶轴油为液压马达的驱动力，由一电磁阀控制顶轴油的通断来控制盘车装置的运行和停止。因液压马达另一端一般无出轴，故汽轮机须在别处另设一手动盘车装置。

盘车装置投入运行之前，先要投运高压顶轴油装置；盘车停止工作后方可停下高压顶轴油装置。停机时，盘车应一直运行到汽缸温度低于 150℃ 为止。

## 3.2 盘车电动机容量的确定

盘车装置投入瞬间，盘车电动机的启动转矩  $T'_B$  应大于汽轮发电机诸轴承摩擦副的静摩擦转矩之和  $T_B$ 。

$$T_B = f_1 W_1 \frac{d_1}{2} + f_2 W_2 \frac{d_2}{2} + \dots + f_n W_n \frac{d_n}{2}$$

式中： $f_1, f_2, \dots, f_n$  为各轴承的静摩擦系数，无高压顶轴油装置时取  $f=0.3$ ，有高压顶轴油装置时取  $f=0.02$ ； $d_1, d_2, \dots, d_n$  为各轴承处的轴颈直径，m； $W_1, W_2, \dots, W_n$  为各轴承的载荷，N。

将静摩擦转矩折算为盘车电动机轴上的转矩  $T'_B$ ，有

$$T'_B = T_B \frac{n_1}{n_m} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中： $n_1$  为汽轮机转子的盘车转速，r/min； $n_m$  为盘车电动机的工作转速，r/min。

盘车电动机的功率  $P_1$  为

$$P_1 \geq \frac{T'_B n_m}{0.75 \eta_i} \quad (\text{kW})$$

$$\eta_i = \eta_{i1} \eta_{i2} \dots \eta_{im} \eta_w$$

式中： $\eta_i$  为齿轮系统的传动效率； $\eta_w$  为蜗轮副传动效率； $\eta_{i1}, \eta_{i2}, \dots, \eta_{im}$  为各齿轮副的传动效率。

每对外啮合圆柱齿轮的传动效率取  $\eta_{i1}, \eta_{i2}, \dots, \eta_{im}$  为 0.97~0.985。蜗轮传动中，蜗轮杆头数  $Z=1$  时， $\eta_w=0.78$ ； $Z=2$  时， $\eta_w$  为 0.83~0.87； $Z=3$  时， $\eta_w$  为 0.8~0.93。

在选择电动机容量时，笼型异步电动机一般取 10% 的裕量，同时要校验启动过程中的最小转矩。

$$T_{\min} \geq \frac{T'_{B\max} K_s}{K_u^2} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$T_{\min} = \lambda T_N$$

$$K_u = \frac{U_s}{U_N}$$

式中： $T_{\min}$  为启动过程中电动机应具有的最小转矩； $T_N$  为电动机的额定转矩； $\lambda$  为转矩过载倍数（见表 4.8-7）； $T'_{B\max}$  为启动过程中所需的最大负载转矩，没有高压顶轴油装置时，最大负载转矩（对应  $f=0.3$ ）为静摩擦力矩的 1.5~2.0 倍，即  $T'_{B\max}$  为  $(1.5 \sim 2.0) T'_B$ ；有高压顶轴油装置时的最大负载转矩（对应  $f=0.02$ ）为静摩擦力矩的 3~4 倍，即  $T'_{B\max}$  为  $(3 \sim 4) T'_B$ ； $K_s$  为保证启动时有足够加速转矩的系数，一般取  $K_s$  为 1.15~1.25； $K_u$  为电压波动系数，直接启动时，异步电动机取  $K_u=0.72$ ，同步电动机取  $K_u=0.85$ ，直流电动机取  $K_u=1.0$ ； $U_s$  为启动时电动机端电压； $U_N$  为启动时电动机的额定电压。

表 4.8-7 常用电动机的转矩过载能力

电动机类型及工作制	过载倍数
额定励磁时直流电动机（一般型）	$>1.5$
连续工作制的笼型电动机	$\geq 1.65$
同步电动机功率因数（ $\cos\varphi=0.8$ ）（超前）	
连续工作制的绕线电动机	$\geq 1.8$
$\leq 10\text{kW}$ 的起重及冶金电动机	$\geq 2.5$
$>10\text{kW}$ 的起重及冶金电动机	$\geq 2.8$
强励磁的同步电动机	$3\sim 3.5$

启动过程中机械的飞轮力矩  $GD^2$  应小于电动机允许的飞轮力矩，即

$$GD_{mec}^2 \leq GD_{xm}^2$$
$$GD_{xm}^2 = GD_0^2 \left( 1 - \frac{T_{\text{max}}'}{T_{\text{Sav}} K_u^2} \right) - GD_0^2$$

式中： $GD_{mec}^2$  为折算到电动机轴上的传动机械（包括盘车装置的旋转部件及汽轮发电机组转子的旋转部件）的最大飞轮力矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ； $GD_{xm}^2$  为选用的传动机械〔折算到电动机轴上〕的飞轮力矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ； $GD_0^2$  为包括电动机在内的整个传动系统允许的折算到电动机轴上的最大飞轮力矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ； $GD_0^2$  为电动机系统的飞轮力矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ； $T_{\text{Sav}}$  为电动机的平均启动力矩，从表 4.8-8 中选取。

表 4.8-8 电动机的平均启动力矩

电动机类型	$T_{\text{Sav}}$
绕线转子异步电动机	$(1.6\sim 1.8) T_N$
笼型异步电动机	$(0.8\sim 0.9) T_{\text{max}}$

续表

电动机类型		$T_{\text{Sav}}$
直流电动机	并励	$(1.7\sim 1.8) T_N$
	串励	$(1.8\sim 2.0) T_N$
	复励	$(1.8\sim 1.9) T_N$

注  $T_{\text{max}}$  为电动机的最大转矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ； $T_N$  为电动机的额定转矩， $\text{N} \cdot \text{m}^2$ 。

4 高压顶轴油装置

为减小盘车电动机的启动力矩和防止盘车时转子—叶片系统受到“蠕动”激振，常采用高压顶轴油装置将高压油从轴承底部送入，建立静压油膜，以消除轴颈和轴瓦的干摩擦。大容量的汽轮发电机组中，由于转子较重、轴颈较粗，因此一般都采用低速盘车和高压顶轴油装置，以减小盘车电动机的容量；而在中小功率机组和大型机组的高中压转子中，由于转子较轻，因此一般不采用高压顶轴油装置。

目前，不论机组功率大小，其高压顶轴油系统一般均采用两台（一用一备）或三台（两用一备）顶轴油泵并联组成的母管制集中供油系统。

为确保高压顶轴油泵的寿命，减少轴承磨损和轴颈损伤，供油系统的清洁度要求很高。在油泵进出口分别设有过滤器且系统管道均采用不锈钢材料，以防生锈而污染油质。

机组停机过程中，在转速降低而动压油膜减薄至极限值之前，必须启动高压顶轴油泵。同样，在升速过程中也应在油膜达到一定数值时才可停泵，以避免油膜过薄而造成轴瓦和轴颈磨损。

顶起高度通常要求保持在  $0.06\sim 0.1\text{mm}$ ，最低为  $0.03\sim 0.05\text{mm}$ 。

高压顶轴油泵的出口压力一般为  $32\text{MPa}$ ，顶轴油压力一般整定在  $10\sim 14\text{MPa}$ 。



## 第9章 汽缸、隔板、持环、喷嘴组、汽封

### 1 汽缸

#### 1.1 汽缸设计的基本要求

汽缸的作用是将通流部分构成一个密封压力容器, 以与外界大气隔绝。汽缸内安装着隔板、隔板套(持环)及其他静止部件。汽缸通常分高压、中压和低压汽缸。

6~135MW 的汽轮机中, 一般将高、中、低压汽缸综合成一体, 以减小机组长度。但低压缸与高中压部分单独制造, 在垂直结合面用螺栓进行拼缸。

135~700MW 的汽轮机中, 一般将高中压汽缸综合成一体, 形成单独的一个缸, 而低压缸为一个或几个。

700MW 以上的汽轮机, 为了提高单缸功率, 简化进汽结构, 高、中、低压缸则分别独立。

由于功率、进汽参数组合的多样性, 一般都采取缸的模块化设计, 即设计的一个缸可覆盖一定的功率范围, 这样, 在设计新的功率等级的机组时, 就可避免汽缸的重复设计, 仅需调整通流部分即可, 从而提高了缸模块应用的多样性。

##### 1.1.1 高中压汽缸

高中压汽缸均设计成薄壁圆桶结构, 以减小热应力。为了安装方便, 还可设置水平结合面将汽缸分成上下两半。结合面的密封设计尤为重要, 中分面法兰要求设计成高窄法兰(即等厚度的设计概念)以减小温度应力。有的公司在高压缸中还应用了无中分面的桶形汽缸, 如 SIEMENS、ABB 的许多高压模块。

与高中压汽缸连接的外部管道主要有主蒸汽(一次汽)、再热汽进汽连接管, 而在汽缸的下半部分一般设置有众多的回热抽汽或工业抽汽接口。汽缸的前后部分一般设有与之相连的轴承座, 高中压汽缸则以猫爪支承在轴承座上。汽缸中分面一般做成与轴承座中分面相一致, 即中分面支承结构形式。

由于高中压汽缸承受着巨大的内外压差、温度梯度、汽缸本身及其内部静止部件的重量, 并承担着外部管道接口的推力和推力矩, 因此高中压汽缸设计的基本要求为:

- (1) 汽缸形状力求简单, 回转体对称、壁厚均匀, 在满足强度、刚度裕度要求的前提下, 尽量减小汽缸厚度。
- (2) 汽缸高温高压区域尽量避免包含过多的低参数区段, 以合理使用贵金属材料, 此外, 还要考虑具有合理的冷热工艺性。

- (3) 汽缸的支承方式应考虑热态下保证对中要求, 并能保证汽缸胀缩可靠。

- (4) 与汽缸连接的进汽管、喷嘴室等必须具有良好的汽密性及足够的弹性补偿能力, 以减少高温部分的热变形传递到缸体上。

- (5) 要注意与制造设备的能力相适应, 同时还要保证汽缸顺利安装、揭缸以及运输。

##### 1.1.2 低压汽缸

低压汽缸一般由低压外缸构成一个密闭容器以隔绝外界大气, 以利于形成真空腔室。中、大型机组低压外缸内设有

低压内缸、隔板套(持环)等部件以方便设置回热抽汽腔室。一般低压外缸支座在基础上, 合理分配真空作用力于基础支座上。

一般低压外缸上部中间设有进汽口, 连接中低压的连通管, 并在此进汽口设置合理的吸收低压内外缸胀差的结构。单独的低压缸一般设计成双分流结构, 实现两倍的单排汽流量, 从而提高单缸功率。

低压外缸的排汽口与凝汽器喉部接颈相连, 连接方式有刚性连接和弹性连接两种。这是随公司设计风格、低压外缸的结构形式而变化 and 选取的。

低压外缸的前后设置轴承座。轴承座与低压外缸的连接, 有时设计成与低压外缸为一体, 通常称为座缸式; 有时则将轴承座与低压外缸分开, 即落地轴承座式。随着座缸或落地的不同, 整个机组的定位方式(或滑销系统配置)也不同。

大功率汽轮机的低压缸设计首先应根据低压末级的容积流量大小, 以选择合适的扩容倍率来决定凝汽器喉部接口的大小。该倍率随机组特点、公司设计风格变化而略有不同, 一般至少有 2~3 倍。凝汽器喉部接口决定了凝汽器喉部的大小, 而喉部又需要设置减温减压器、低压加热器等。

由于低压外缸要承受巨大的真空载荷, 因此低压外缸设计时要特别注意刚度在冷热态的变化, 而低压内缸的对中、支承与低压外缸应尽量减少联系或相互影响。

总体而言, 低压缸设计的基本要求为:

- (1) 结构简单, 满足刚度要求。
- (2) 合理分段。低压外缸的分部件设计, 在保证刚度的前提下, 要充分考虑选择合理的、方便工艺与运输的结构形式。
- (3) 设置排气阀及一定量的人孔门。
- (4) 合理的支承方式及与其他部件的连接方式。
- (5) 合理的排汽涡壳设计, 以利于减小排汽总压力损失, 合理回收余速损失, 提高整机效率。

低压内缸一般为焊接结构件或铸焊结构。低压内缸中各隔腔形成抽汽腔室, 下半缸的抽汽管林立。由于低压内缸的半径尺寸很大, 外、内圆的温度梯度是汽轮机部件中较大的, 低压内缸的外壁处于真空、饱和蒸汽温度下, 而进汽部分内壁又处于 250~350℃ 的蒸汽中, 所以低压内缸的温度应力很大, 需要结构设计严格控制。

### 1.2 汽缸结构

#### 1.2.1 高中压汽缸

##### 1.2.1.1 进汽部分与汽缸的连接

- (1) 中、低压参数汽缸的进汽部分(指进汽管到喷嘴室的区段)与汽缸分开铸造加工, 置于汽缸的正上方后用紧固件连接成一体。一些制造厂的给水泵汽轮机或小功率机组多采用此模式, 以简化生产的工艺性。

- (2) 高压初参数(如 9.0MPa, 535℃)的高压缸, 常将调节阀汽室及喷嘴汽室与汽缸分开, 但仍采用与汽缸组焊的方式, 并分组实现周向均匀布置, 以便简化汽缸结构。汽

缸和喷嘴室用不同材质铸造。

(3) 超高压参数及以上 (13.5MPa, 535℃ 及以上) 的高压缸采用喷嘴蒸汽室与汽缸分开, 且进汽部分 (喷嘴室) 采用沿汽缸周向对称布置, 力求简化汽缸壳体, 易于铸造, 并使汽缸在启停过程中产生的热应力减小到最低程度。外缸上的进汽管与喷嘴室分开, 实现相互的胀差。这种独立布置的喷嘴室结构如图 4.9-1 所示。

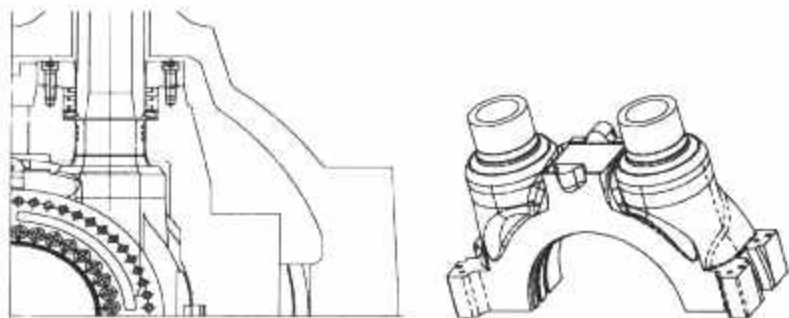


图 4.9-1 独立布置的喷嘴室结构

### 1.2.1.2 汽缸中通流的流向

(1) 单流汽缸。中小功率、高压汽轮机的汽缸为高、中、低压部分连成一体, 由于结构或工艺等原因需将汽缸在纵向用垂直法兰分成两部分时, 垂直法兰与水平法兰相交处最难密封。此时, 可在两垂直法兰紧固后, 在其内侧施密封焊。但在上、下、前、后缸的“十”字接缝附近, 水平法兰螺栓仍须近似等距布置, 在垂直法兰螺栓与水平法兰螺栓相遇处, 可以偏置垂直法兰螺栓。

采用单流向汽缸时, 汽缸上一般只能设置一段进汽口, 所以这种结构大多应用在无再热的机组中。

(2) 双流汽缸。在亚临界参数以上的大功率机组上, 为了缩短机组长度, 一般采用高中压合缸结构, 如图 4.9-2 所示, 采用高、中压双流向汽缸, 以减小中压末级叶片的高度, 从而实现增大其中压出口容积流量的要求。这时主进汽口和再热进汽口设置在汽缸中部, 即汽缸中部为高温区域, 向两端温度递减, 这种汽缸无垂直中分面。由于加工汽缸的内壁较困难, 故大多采用持环结构, 并形成分挡的腔室。

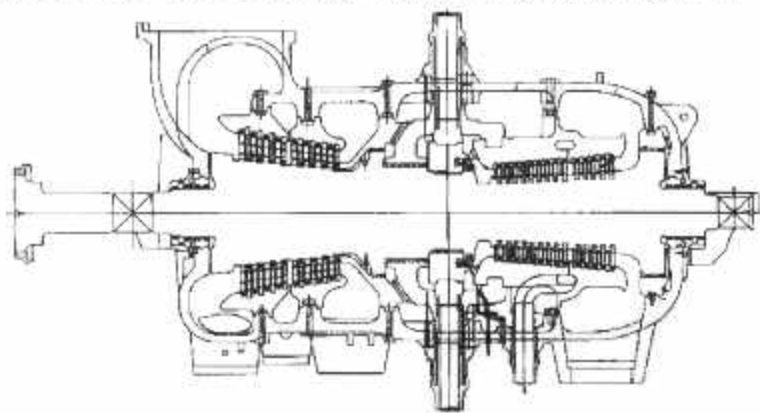


图 4.9-2 高中压合缸双流结构

### 1.2.1.3 汽缸的支承对中方式

早期的汽缸设置成下缸下猫爪支承, 但支承面与汽缸中分面不在一个平面上, 容易造成热态下通流部分径向间隙的不均匀。有的汽缸则采用上缸前后 4 个上猫爪支承于前、中轴承座上的方式, 这虽然解决了支承面与中分面不一致的矛盾, 但增加了安装难度, 如图 4.9-3 (a) 所示。水平块的键嵌入下猫爪下面的键槽中起推拉作用, 与轴承座用螺栓紧固。安装时, 汽缸找水平借助于下猫爪下面的校水平安装垫块, 在配准支承上猫爪用的工作垫块后, 抽掉下猫爪下的安装垫块。

现代汽轮机汽缸的设计一般为下猫爪支承, 支承面与汽缸中分面保持在一个平面内, 如图 4.9-3 (b) 所示, 这种方

式保证了冷热态汽缸中心与轴承中心的一致。

汽缸对中方式随各大公司的流派不同而有所变化。有的公司采用猫爪下设置横向键来实现轴向推拉, 横向定位对中则采用立销结构; 而有的公司则采用在汽缸下部设置定中心梁来实现轴向推拉和横向定位对中, 这时猫爪就仅作为支承用。

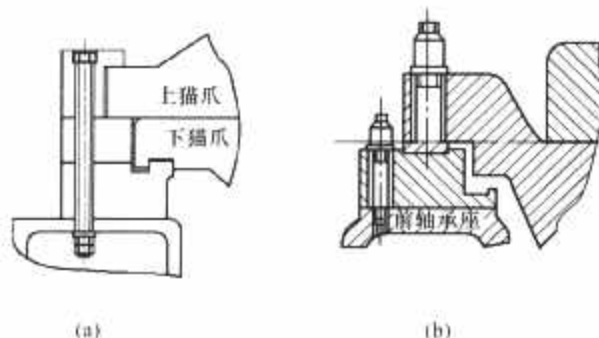


图 4.9-3 汽缸的支承方式

(a) 上缸猫爪中分面支承; (b) 下猫爪中分面支承

### 1.2.1.4 汽缸中压力分层的方式

(1) 单层缸。单层缸结构中排汽缸以垂直中分面法兰与高中压部分相连。前半部分温度高, 选材好; 后半部分低温区域选材不同。不少大功率核电汽轮机的高压缸均采用双流单层缸, 结构对称或基本对称。

(2) 双层缸。随着汽轮机初参数的不断提高, 汽缸壁和水平法兰尺寸相应增大。汽轮机启停和变工况时, 汽缸和法兰内、外壁会产生很大的温差, 由此将引起较大的热应力。采用由内、外缸组成的双层汽缸结构后, 其间的夹层与内缸排汽或某中间级排汽相通, 内缸和外缸分别承受一部分的压差和温差, 从而使内外汽缸壁的厚度和法兰尺寸都减小, 热应力也因温差减小而减小。目前, 高参数大功率汽轮机在高压缸和中压缸的高温部分都普遍采用双层缸的结构, 如图 4.9-2 所示。

双层缸设计时需注意:

1) 外缸上的进汽连接管应与内缸里的喷嘴室分开, 这样有利于内外缸之间的对中和自由热胀, 但要很好地解决接口汽密性的设计。双层缸的使用范畴并不局限于高温高压的汽缸, 同样也适用于低压缸部分。

2) 合理地分配各层缸所承受的压差。双层缸的优点在于使内缸在高温区仅承受一定的压差, 而外缸仅承受中温区的一部分压差。合理地调配夹层压力, 使内外层的法兰密封严密可靠。

双层缸设计能实现把高温蒸汽限制在较小的内缸内, 这样可减小内缸内外的压差和温差, 从而减小汽缸在启动、停机过程中的温度应力。

此外, 各公司基于其传统设计风格, 有将汽缸设计成筒形缸的, 即用热套环紧箍无法兰的两半内缸, 然后置于两半外缸中; 也有的则将高压内缸设计成两半, 然后置于高压外缸的高压段中, 而高压外缸的高压段设计成无中分面的筒形缸, 高压段与中压段以垂直法兰连接。

### 1.2.2 低压汽缸

#### 1.2.2.1 中、小功率汽轮机的排汽缸

一般中、小功率汽轮机均为单缸结构, 其排汽缸为单流形式且有铸造和焊接两种结构。缸的尾部设置轴承座, 铸造汽缸的轴承座与汽缸整体铸出; 焊接汽缸则将铸成的轴承座焊于其上。中、小功率汽轮机的排汽缸设计时应注意:

(1) 汽缸要承受由真空、转子重量和凝汽器的不同安装方式引起的负荷。

(2) 汽缸要有足够刚度。



(3) 汽缸连接的凹凸口垂直法兰的凹口应设于较低温度侧。

(4) 当汽轮机后轴承和发电机前轴承设在同一轴承座内时, 应使发电机转子上的联轴器幅轮能穿过轴承座上的油封孔等, 以便于装拆发电机转子时能将转子抽出。

此外, 还应考虑工艺要求。如对汽封管和润滑油管铸入汽缸的结构, 管外壁应先涂锡, 使管在铸造时能与铸铁较好地咬合。

中等功率汽轮机一般采用铸焊结构的排汽缸, 轴承座为铸钢件, 因此可较方便地用各种型材加强汽缸的刚性, 同时减小汽缸重量。

排汽缸需要有良好的气动性能, 设计时应使通流截面积和速度变化比较均匀, 且采用轴向或径向扩压。排汽口速度不宜过大, 一般取  $100\text{m/s}$  左右, 最后通过模型试验作修正。

在汽缸尾部设置轴承座的汽缸, 轴承座与缸壁十分靠近, 低负荷运行时, 过高的排汽温度会影响轴承工作的可靠性。排汽温度一般不宜超过  $80^{\circ}\text{C}$ , 缸内应设置喷水降温装置, 排汽温度达到或超过  $121^{\circ}\text{C}$  时, 应停机检查。

### 1.2.2.2 大功率汽轮机的低压外缸

大功率汽轮机末级的容积流量大, 因此其低压汽缸一般采用双流结构。为便于加工和运输, 常将低压外缸分成几片拼装。排汽口下方与凝汽器相连接。常见的汽缸和凝汽器连接方式有两种: 一种是汽缸和凝汽器分别支承在基础上, 外缸和凝汽器由膨胀节相连; 另一种则是外缸与凝汽器刚性连接, 外缸支承在基础上, 凝汽器用弹簧支承。后者的汽缸除承受本身重量外, 还要承受一部分凝汽器和其中冷却水的重量, 其余部分重量则由弹簧承受, 刚性连接后相对位移由弹簧吸收。

大功率汽轮机的低压外缸设计时应注意以下几点:

(1) 能承受真空负荷、内缸重量以及与凝汽器不同连接方式引起的作用力。对轴承座与外缸相连的结构, 尚需计及转子的作用力。在保证刚度的前提下, 应考虑节约材料, 减轻重量。

(2) 决定排汽部分的形状、尺寸和布置时, 要充分考虑结构对气动性能的影响, 使总压力损失系数至少小于 1。

(3) 对于座缸式结构的低压外缸, 其轴承座支承部位的动态刚度对转子的临界转速和不平衡响应等轴系振动特性有重要影响。

### 1.2.2.3 大功率汽轮机的低压内缸

(1) 内缸进出口之间的温差大, 热应力和热变形会影响汽缸运行的可靠性, 结构设计时应充分考虑。对温差特别大的情况, 可考虑采用双层内缸。

(2) 随着调峰要求的普遍化, 汽缸应能适应频繁启停和负荷快速变化, 且应具有足够的抗低周疲劳的能力。

(3) 内缸的不对称变形造成与转子之间的径向间隙变异时, 不致产生动静碰磨而造成机组效率降低。

(4) 内缸的热变形不致造成法兰结合面的泄漏。

### 1.2.2.4 低压外缸及转子的支承方式

常见的低压外缸有两种典型的支承方式:

(1) 落地轴承座式。落地轴承座结构的低压外缸与轴承座分开, 两者分别支承在基础台板上, 转子重量则作用在轴承座上。运行时, 真空背压和排汽温度变化不会影响轴承标高的变化, 外缸的变形也不会影响到轴承座。但采用此结构时, 轴承跨度相对座缸式结构要长得多。

(2) 轴承座缸式。图 4.9-4 所示为座缸式结构的双层低

压汽缸。由于轴承座与外缸一体, 因此运行时, 真空背压和排汽温度变化引起的外缸变形会影响到轴承标高的变化, 导致轴系中各轴承的负荷分配发生变化, 从而易引起轴系不稳。所以, 安装时必须考虑预先将轴承标高抬高一定量。

多层结构的低压汽缸适用于缸的进汽部分与排汽部分间温差较大的场合。为此, 对各层缸的支承、定位、进汽管和抽汽管的连接以及差胀补偿等, 均需周密考虑。如图 4.9-4 所示, 低压内缸及进汽部分构成低压缸的高温区;  $\Pi$  形膨胀节用来补偿两个缸之间的胀差, 并起到很好的密封作用。

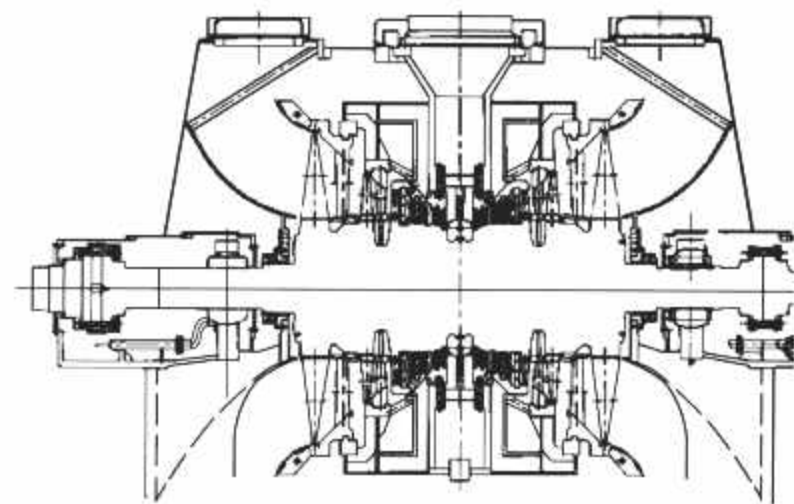


图 4.9-4 座缸式结构的双层低压汽缸

## 1.3 进汽接管和抽汽、排汽流道

### 1.3.1 进汽接管

高中压导汽管连接到外缸上后要与缸内部件相连接, 因此设计此进汽接管时, 既要能使各部件胀缩自由, 又要保证较好的汽密性。图 4.9-5 所示为用活塞环密封的进汽接管, 其外缸进汽管直接插入内缸, 之间则用活塞环密封, 阻止蒸汽自进汽管漏入内、外缸夹层中。进汽管与外缸相组焊。蒸汽室与内缸分离, 使之胀缩自由。

设计时, 外缸上所焊进汽管为一挠性管, 除应考虑由内压和温差引起的应力外, 还需考虑外部管道热胀对缸口的作用力和力矩, 并在缸口提出相应的许用力和力矩, 除满足 ASME 规定的应力要求外, 还需满足汽缸稳定性所要求的许用力和力矩。

挠性进汽管的应力计算一般采用有限元分析法, 以便选取合适的裙边长度。

进汽接管中常采用的密封件为活塞式密封环。活塞式密封环能适应不同工况下内、外缸不同方向的差胀。为使密封环与密封面有良好的接触和汽密性, 活塞环在槽内是自由的, 且有一定的轴向间隙;

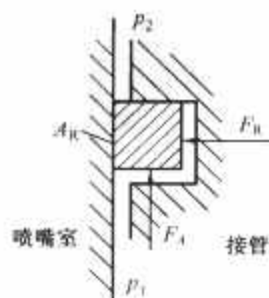


图 4.9-6 活塞环上的作用力 上的轴向缺口所承受的压差

环的轴向和径向密封面与槽的相应接触面和径向接触面应平整和光滑。如图 4.9-6 所示, 介质压力使环产生轴向密封, 并借环的弹力使径向接触面保持密封, 环外圆



使环进一步保持径向密封。若环装反,则起不到径向密封作用。

活塞式密封环的计算主要包括以下三个方面:

(1) 环的工作应力和装配应力计算。按活塞环的外径选定环的径向宽度、自由开口尺寸和装配开口尺寸,继而校验环的工作应力  $\sigma_w$  和装配应力  $\sigma_{as}$ ,即

$$\sigma_w \leq 0.424 \frac{Ef}{t(d/t-1)^2} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-1)$$

$$\sigma_{as} \leq 0.424 \frac{E(A-f)}{t(d/t-1)^2} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-2)$$

式中:  $E$  为环材料的弹性模数, MPa;  $f$  为环的自由开口尺寸, mm;  $A$  为环的装配开口尺寸, mm;  $t$  为环的径向宽度, mm;  $d$  为环的外直径, mm。

环材料除了必须具有常温和高温时的一定力学性能外,还要求材料的摩擦系数小,具有良好的耐磨抗蚀性能及在长期工作中保持材质稳定性的能力。常用的有 Inconel X-750 镍基高温合金,它的许用应力可取

$$[\sigma]_w \leq (\sigma_s)_t/2 \quad (4.9-3)$$

$$[\sigma]_{as} \leq 0.875(\sigma_s)_{20} \quad (4.9-4)$$

式中:  $(\sigma_s)_t$ 、 $(\sigma_s)_{20}$  分别为材料在工作温度和常温时的屈服点, MPa。

(2) 活塞环的承压应力计算。活塞环的承压应力为

$$\sigma_B = F_R/A_R \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-5)$$

式中:  $F_R$  为工作时环的径向作用力, N;  $A_R$  为径向作用力的作用面积,  $\text{mm}^2$ , 见图 4.9-6。

环的许用承压应力可取  $[\sigma_B] \leq 14 \text{ MPa}$ 。

(3) 环工作时的稳定性计算。校验下述可能出现的情况时,务必使环能达到稳定的工作位置。

1) 当环与内缸进汽口内表面存在间隙时,应使向外的径向作用力  $F_R$  大于轴向力  $F_A$  引起的摩擦力。

2) 当环与槽的上端面存在间隙时,则应使向上的轴向力  $F_A$  大于径向作用力  $F_R$  引起的摩擦力。

3) 如环与槽的下端面接触,则应使向上的轴向力  $F_A$  大于径向作用力  $F_R$  引起的摩擦力。

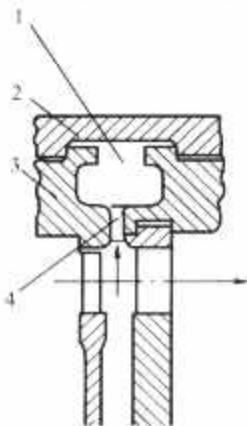


图 4.9-7 抽汽流道

1—环形汇流通道; 2 汽缸内壁; 3—持环; 4—径向槽道

### 1.3.2 抽汽流道

抽汽流道由汽缸内壁和持环(隔板)间的环形空间和抽汽口所构成,通常可分成径向槽道和环形汇流通道。蒸汽直接由径向槽道流向汇流通道,如图 4.9-7 所示,汇流通道下部的汽缸壁上开有抽汽口。

#### 1.3.2.1 抽汽流道设计的基本要求

(1) 径向槽道应紧接动叶顶部出口开设。槽宽以其环形通流面积不小于汽缸抽汽口管道面积的 1.2 倍为宜。抽汽接管通流面积一般按额定抽汽流量计算,其流速可取:高、中压缸抽汽接管 40~50m/s; 低压缸抽汽接管 50~70m/s。

(2) 汇流通道的截面积至少应为径向槽道环形通流面积的一半。

(3) 径向槽道与汇流通道相接处的流道应逐步过渡,不能因突然扩大而导致汽流脱流,以免产生较大的涡流能量损失。

(4) 环形汇流通道与汽缸抽汽出口管相接处应尽可能逐

渐过渡,避免因流道突然转折和收缩而产生过大的能量损失。

(5) 流道中的加强肋和撑条等应设置于低速区,如过渡段出口处等。

#### 1.3.2.2 流道中的流场计算

流道的结构设计可用计算流体动力学(CFD)专用程序计算流场分布,并以流速分布和压力损失来决定流道中的流场。流道设计时应满足以下要求:

(1) 流道中任一处的流速最大不应超过抽汽接管出口处介质流速的 150%。

(2) 槽道中的蒸汽流速沿周向变化要小,通常等截面汇流通道中的蒸汽流速沿周向变化较大,必要时可采用变截面流道。

(3) 整个抽汽流道包括抽汽接管的压力损失最大不应超过径向槽道进口处压力的 2%~3%。

### 1.3.3 排汽流道

汽流在排汽缸内的流场十分复杂,要获得一个气动性能优良的排汽缸,可借助于 CFD 的流场计算来造型并优化,最终常用模型试验来验证。实物与模型试验的相似准则主要是保持末级动叶出口的雷诺数和马赫数一致。通常,在模型中测量流道的进出口总压损失,从而计算出损失系数  $\zeta_p$ 。在试验中,通过改变某些结构参数获得结构合理和性能优良的排汽缸。

## 1.4 汽缸内零件的支承和汽缸推拉装置

### 1.4.1 汽缸内部零件的支承

内缸在外缸中的支承,隔板在持环(隔板套)中的支承和持环在汽缸中的支承均有两种支承方式,即中分面支承和非中分面支承。图 4.9-8 所示为内缸的两种支承方式。

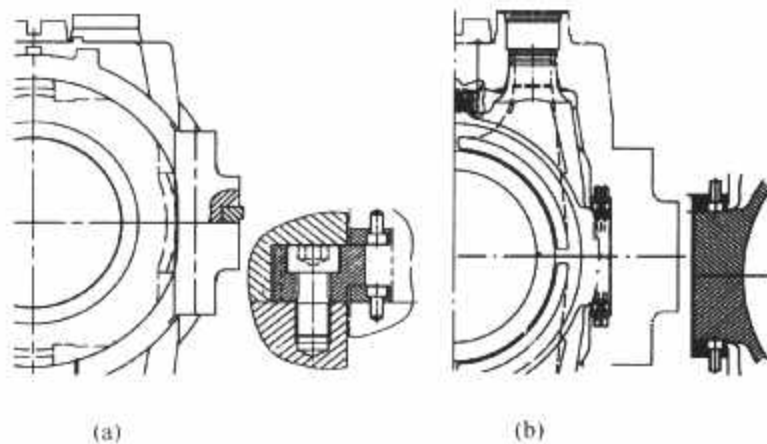


图 4.9-8 内缸在外缸中的支承

(a) 下缸支承的中分面支承; (b) 下缸支承的非中分面支承

### 1.4.2 汽缸推拉装置

由于高、中压汽缸一般均以 4 个猫爪搭搁在前、后轴承座上,由此需要设置可靠的推拉机构以引导静止部件自由和顺畅地热胀、冷缩。

(1) 常见的推拉装置结构。

图 4.9-3 (a) 所示为一高中压缸上缸猫爪中分面支承的推拉装置设置方式。高中压缸热胀、冷缩而需克服的摩擦力反力由键传递至轴承座上。推拉点在每个猫爪下各有 1 个,并且靠近水平中分面。

图 4.9-9 所示为一 300MW 汽轮机高中压缸的 H 形定中心梁推拉结构。汽缸猫爪下为校水平垫片,见图 4.9-3 (b),垫片嵌入下面的轴承座支承块的键槽中,只承重不传递水平力。在靠近轴承座滑动面的上方及机组轴系的下方设置 H 形定中心梁,定中心梁的肋板为水平布置,以吸收两侧温差

引起的胀差。定中心梁与轴承座、汽缸用螺栓可靠连接，从而起到对中和传递轴向推力的目的。

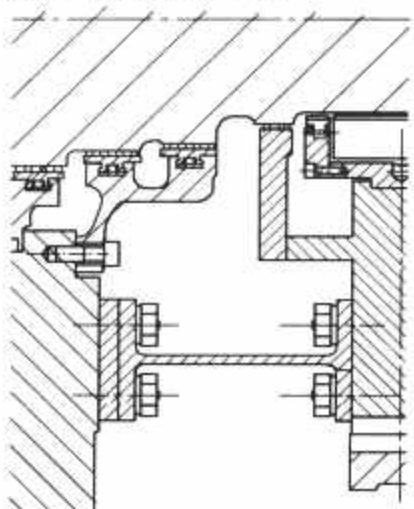


图 4.9-9 汽轮机高中压缸的  
H 形定中心梁推拉结构

(2) 推拉装置传递的力和力矩。

1) 汽缸一端猫爪或推拉点为相对死点，另一端克服轴承座沿纵向键及支承面滑动的摩擦力。

2) 相对死点的一侧，除克服 1) 中的力外，还需克服汽缸上连接管道在汽缸热胀冷缩时的附加力和力矩。

3) 当汽缸前后两端的推拉点各自超过一点时，需考虑两侧推拉点不均而引起的附加转矩。

4) 当推拉点不在滑动面上时，要计及翻转力矩。

## 2 汽缸强度计算

### 2.1 高中压汽缸

#### 2.1.1 设计计算的主要内容

(1) 高中压缸一般所受的载荷为：

- 1) 内外压力。
- 2) 内部零件的轴向力。
- 3) 轴向、径向变化分布的温度应力，即温度梯度引起的热变形及热应力。
- 4) 自身及内部零件的自重力及支承反力。
- 5) 连接到汽缸上的外部管道对缸口的作用力和力矩。
- 6) 做功引起的反力矩。
- 7) 静止部件热胀推力和力矩。

(2) 初步结构设计中，汽缸强度计算一般涉及的范围为：

- 1) 缸壁切向应力。
  - 2) 端壁弯曲应力。
  - 3) 螺栓持久或松弛计算。
  - 4) 中分面法兰、猫爪的刚度计算。
  - 5) 进汽连接管强度计算。
  - 6) 校核汽缸的刚度与稳定性。
- (3) 汽缸设计计算的步骤大致为：

1) 根据初始参数选择参考模型，解决部件之间的连接、密封功能要求，确定各热力分段和分缸压力。

2) 根据通流尺寸、模化汽缸的外形尺寸，进一步确定各热力分段的轴向、径向和抽汽口尺寸等。

3) 各热力分段的缸壁强度初步估算。

4) 确定法兰厚度、宽度，进行螺栓强度初步计算及螺栓孔的布置，以确定螺栓直径。

5) 法兰、猫爪刚度计算。通常，由于初步结构设计规范给出了简单、明了的特定计算公式用以确定具体结构的形

式、尺寸，因此计算一般均为近似的。

最终分析设计规范是对结构各个区域的应力进行详细的计算并根据各种应力对结构失效所起的不同作用予以分类考核，特别是新结构设计或特殊改进设计，这部分分析计算更是必须的。最终分析设计主要包括以弹性力学为基础的有限元分析、考核，以及在有限元分析计算的基础上对结构涉及的疲劳寿命、裂纹扩展以及蠕变失效等方面的校核。

#### 2.1.2 汽缸侧壁和端壁

汽缸周向应力在距离法兰较远的圆周上，与圆筒计算的结果十分接近。因此，汽缸的壁厚  $\delta$  可按圆筒计算公式近似计算，即

当  $D_o/D_i \leq 1.3$  时

$$\delta = \frac{\Delta p D_i}{2[\sigma]} + \Delta \delta \quad (\text{mm}) \quad (4.9-6)$$

式中： $\Delta p$  为汽缸内、外压力差，MPa； $D_i$  为汽缸圆筒部分内直径，mm； $D_o$  为汽缸圆筒部分外直径，mm； $\Delta \delta$  为壁厚允许误差和附加量，mm； $[\sigma]$  为汽缸材料的许用应力，MPa。

当  $D_o/D_i > 1.3$  时

$$\delta = \frac{\Delta p D_i}{2.3[\sigma] - \Delta p} + \Delta \delta \quad (4.9-7)$$

汽缸侧壁周向计算应力为

$$\sigma_t = \frac{\Delta p (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \quad (4.9-8)$$

式中： $\delta_e$  为汽缸壁的有效厚度，mm。

汽缸端壁与缸壁过渡处存在较大的弯曲应力，因其结构复杂，目前只能作粗略估算。对大直径且壁厚不大的汽缸端壁，设经汽缸端壁中心辐射线与轴线成  $45^\circ$  角的截面上的应力为最大，如图 4.9-10 所示，则图中 A-A 截面上的弯曲应力  $\sigma_b$  可计算得

$$\sigma_b = \frac{\Delta p R^2}{3\delta^2} (1-K)^2 (1+2K)^2 \quad (4.9-9)$$

其中

$$K = \frac{R_g}{R}$$

式中： $\delta$  为 A-A 截面的壁厚，mm； $R$  为平均半径，mm； $R_g$  为汽封处半径，mm。

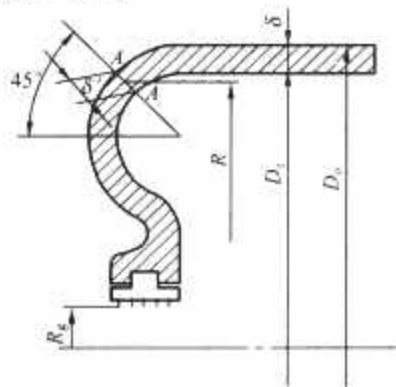


图 4.9-10 汽缸壁厚的计算模型

对高中压汽缸端壁厚壁，上式算得的应力小于实际值。 $R/\delta > 5$  的端壁，也可按二维壳体理论计算。

#### 2.1.3 汽缸壁在支承持环处的应力

汽缸壁在支承持环处形成结构上的突变，见图 4.9-11。

在压力和温度的作用下，汽缸壁沿轴线方向产生弯曲，造成局部弯应力。最大弯曲力矩  $M_0$  的计算式为

$$M_0 = 2D\beta^2 \Delta u \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (4.9-10)$$

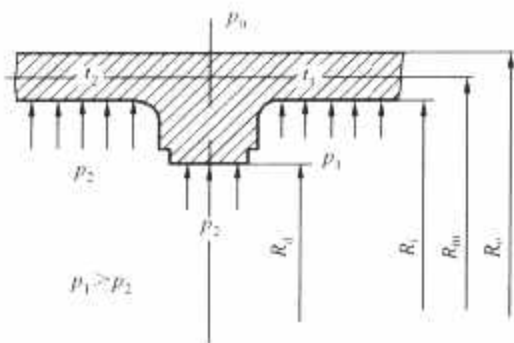


图 4.9-11 汽缸壁在支承环处的连接

其中

$$\Delta u = \frac{\Delta p_1 R_m^2}{E\delta} - \frac{\Delta p_2 R_m R_d^2}{E(R_u^2 - R_d^2)} \left( 1.3 \frac{R_u^2}{R_m^2} + 0.7 \right) + R_m \alpha (t_1 - t_m) \quad (4.9-11)$$

$$\Delta p_1 = p_1 - p_0$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_0$$

$$t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$$

$$D = E\delta^3/10.92 \quad (\nu = 0.3)$$

$$\beta = 1.285/\sqrt{R_m\delta} \quad (\nu = 0.3)$$

式中： $\Delta u$  为汽缸壁与持环支承处的径向位移差，mm； $p_0$  为汽缸外压力，MPa； $p_1$ 、 $p_2$  为持环前、后的缸内蒸汽压力，MPa； $t_1$ 、 $t_2$  为持环前、后的缸内蒸汽温度，℃； $\delta$  为汽缸壁厚，mm； $E$  为材料的弹性模数，MPa； $\nu$  为泊桑系数； $\alpha$  为线胀系数； $R_0$ 、 $R_m$ 、 $R_l$  和  $R_d$  分别为图 4.9-11 所示半径，mm。

汽缸壁在支承环处的径向应力为

$$\sigma_r = -p_1 \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-12)$$

轴向应力为

$$\sigma_n = \frac{6M_0}{\delta^2} + \frac{\Delta p_1 R_m}{2\delta} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-13)$$

周向应力为

$$\sigma_t = \frac{\Delta p_1 R_l}{\delta} + 0.3(\sigma_r + \sigma_n) \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-14)$$

支承处的应力一般均较大，实际结构设计中，持环支承处与汽缸壁以圆弧过渡，实际应力较上述计算所得小一些。

#### 2.1.4 缸壁热应力

稳定工况下，汽缸内、外壁的温差不大，热应力的数值有限；但在启动、停机或负荷大幅度变化等过渡工况下，缸内主要是调节级后的蒸汽压力和温度将剧烈变化，从而在缸壁与法兰中引起较大的热应力。缸壁热应力的计算如下：

径向应力为

$$\sigma_r = -\frac{\alpha E}{1-\nu} \left( \frac{1}{R^2} \int_{R_i}^R t R dR - \frac{R^2 - R_i^2}{2R^2} t_m \right) \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-15)$$

周向应力为

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left( \frac{1}{R^2} \int_{R_i}^R t R dR - \frac{R^2 + R_i^2}{2R^2} t_m - t \right) \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-16)$$

轴向应力为

$$\sigma_n = \frac{\alpha E}{1-\nu} (t_m - t) \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-17)$$

其中

$$t_m = \frac{2}{R_0^2 - R_i^2} \int_{R_i}^{R_0} t R dR$$

式中： $t_m$  为体积平均温度，℃； $R$  为汽缸任一处半径，mm；

$t$  为缸壁温度，℃。

若  $t$  与  $R$  的关系已知，即可代入式中积分求解。稳定运行时，壁内温度接近线性分布；启动、停机和增减负荷时，壁内温度可视为按抛物线分布；急剧增减负荷或甩负荷时，壁内温度则接近双曲线形式变化。

#### 2.1.5 汽缸法兰螺栓的校核计算

法兰连接的密封性与法兰的几何尺寸、中分面加工质量、螺栓紧力、工作压力和温度等多种因素有关。近代大功率汽轮机的高中压汽缸法兰在结构设计上采取的主要措施是增加法兰高度和减小法兰宽度（减小螺栓直径和增加螺栓数量），并尽可能使螺栓中心线靠近汽缸壁厚中心线，以改善法兰的刚性和密封性，措施中尽量不采用法兰加热。

汽缸筒体直径和水平法兰应尽可能地沿轴向逐渐变化，以保证法兰密封。

在检修中，要复核螺栓在经过多少小时运行或多少次大修后，其松弛的积累变形量即达到运行温度下材料的蠕变极限，否则必须更换新的螺栓。

##### 2.1.5.1 螺栓工作状态下的密封应力 $\sigma_1$ 的确定

设在材料的弹性极限内法兰中分面上沿宽度的压应力为线性分布（运行实践表明，当图 4.9-12 中  $H/T \geq 0.9$  时，能很好地满足线性关系），则不考虑应力松弛时，保持法兰

密封必需的螺栓紧力  $Q$  为

$$Q = k_B F \quad (4.9-18)$$

$$\text{其中 } F = \frac{D_i S \Delta p}{2} \quad (\text{N})$$

$$(4.9-19)$$

$$k_B = \frac{4T\phi - 3\delta - 6c - \frac{2c}{D_i}(4T\phi - 3c)}{4T\phi - 6b} \quad (4.9-20)$$

$$\phi = \frac{1 + \alpha^3 - \beta^3}{1 + \alpha^2 - \beta^2}$$

$$\alpha = \frac{n}{T}$$

$$\beta = \frac{m}{T}$$

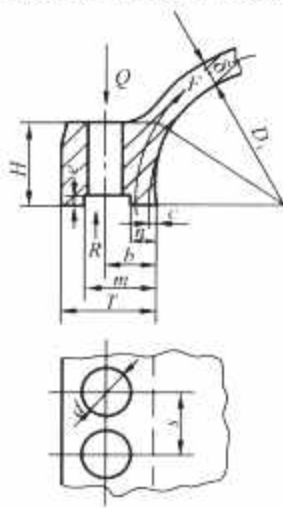


图 4.9-12 汽缸法兰螺栓计算模型

若法兰无内凸肩，即  $c=0$ ，则

$$k_B = \frac{4T\phi - 3\delta}{4T\phi - 6b}$$

若法兰既无内凸肩又无疏水槽，即  $n=m$ ，则

$$k_B = \frac{4T - 3\delta}{4T - 6b}$$

式中： $F$  为作用于一个螺栓节距上的蒸汽力，N； $k_B$  为拧紧系数； $D_i$  为汽缸内直径，mm； $\Delta p$  为汽缸内外压力差，MPa； $S$  为螺栓节距。

螺栓中的应力  $\sigma_1$  为

$$\sigma_1 = \frac{Q}{A} \quad (4.9-21)$$

式中： $\sigma_1$  为螺栓工作状态下的密封应力，MPa； $A$  为螺栓的最小截面积，mm<sup>2</sup>。

欲减小螺栓紧力及螺栓中的应力，可采取以下措施：

(1) 采用高窄法兰，减小螺栓中心到汽缸内壁的距离  $b$ ，使螺栓尽量靠近缸壁中心线；为不削弱缸壁强度，必须增加法兰高度  $H$ 。

(2) 采用密布螺栓，减小螺栓节距  $S$ 。一般承受高压或中压高温区域的法兰，如高压内缸取  $S$  为  $(1.5 \sim 1.7)d$ ；承受中压区域的法兰，如高压外缸取  $S$  为  $(1.6 \sim 2.0)d$ 。



### 2.1.5.2 计及应力松弛后螺栓初应力 $\sigma_0$ 的确定

若螺栓工作温度不高,则不会发生应力松弛现象,即螺栓的密封初应力仍按式(4.9-21)确定;若螺栓工作温度较高,则必须计及螺栓材料在持久高温作用下的蠕变影响,保证汽缸中分面的汽密性。通常要求在两次汽轮机的大修期内,中分面不得漏汽。

(1) 按密封性要求考虑应力松弛后螺栓的初应力计算。应力松弛时,设螺栓的总应变——弹性应变和塑性应变之和保持不变。

在给定的温度条件下,螺栓材料经过  $\tau h$  ( $10^5$  或  $10^4 h$ ) 运行后,保证螺栓中的剩余应力值为  $\sigma_1$ , 计算螺栓中的初应力  $\sigma_0$  有

$$\sigma_0 = \sigma_1 [1 - (m-1)\sigma_1^{m-1} E \Omega(t)]^{\frac{1}{1-m}} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-22)$$

其中  $\Omega(t) = \int_0^t B(t) dt \approx B \tau$

蠕变速度和应力间的关系

$$\dot{\epsilon} = B(t) \sigma^n$$

式中:  $\sigma_1$  为螺栓在给定温度下经过  $\tau h$  后的剩余应力,其值等于密封必需的螺栓应力, MPa;  $\tau$  为相邻两次拧紧的时间间隔, h;  $B(t)$ 、 $n$  为与材料性质和温度有关的系数。在蠕变稳定阶段,  $B(t)$  为常数,用  $B$  表示,数值可从钢的性能手册中查得。

螺栓容许蠕变速度通常取  $\dot{\epsilon} = 10^{-8} / h$ 。

在工程上,常根据各种材料在不同温度下的松弛曲线,按给定密封应力(剩余松弛应力)查取经历  $\tau h$  运行前的初始应力  $\sigma_0$ 。

(2) 法兰和螺栓的温差对初应力的影响。汽轮机启动、运行时,由于法兰和螺栓间存在温差以及两者材料的线膨胀系数不同,通常造成法兰受压,螺栓受拉。法兰和螺栓间的温差附加应力  $\sigma_t$  为

$$\sigma_t = \frac{KH\alpha_f t_f - L_b \alpha_b t_b}{A_b \left( \frac{KH}{E_f A_f} + \frac{L_b}{E_b A_b} \right)} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-23)$$

式中:  $K$  为系数,对上、下高度相同的水平法兰,采用双头螺栓时,  $K=2$ ; 对于以螺纹拧入法兰的螺栓,  $K=1$ ;  $H$  为半法兰高度, mm;  $L_b$  为螺栓长度, mm;  $A_f$ 、 $t_f$ 、 $\alpha_f$ 、 $E_f$  分别为法兰的面积、温度、材料的线膨胀系数和弹性模数,  $\text{mm}^2$ 、 $^\circ\text{C}$ 、 $1/^\circ\text{C}$ 、MPa;  $A_b$ 、 $t_b$ 、 $\alpha_b$ 、 $E_b$  分别为螺栓的面积、温度、材料的线膨胀系数和弹性模数,  $\text{mm}^2$ 、 $^\circ\text{C}$ 、 $1/^\circ\text{C}$ 、MPa。

当  $KH=L_b$  且  $A_f \gg A_b$  时,可忽略法兰和螺栓线胀系数的差别,此时有  $\sigma_t \approx E_b \alpha_b (t_f - t_b)$ 。

从式(4.9-23)中可以看出,要适当地降低温度应力,可增加螺栓的长度,在螺母下装设高垫圈或直接用罩盖螺母。

温差附加应力  $\sigma_t$  增加了法兰接合面上的紧力,因此,保证法兰密封的螺栓初紧应力不再取  $\sigma_0$ , 而只需  $\sigma_{n0}$  就够了。

$$\sigma_{n0} = \sigma_0 - \sigma_t \quad (4.9-24)$$

计算  $\sigma_{n0}$  时应选用汽轮机稳定工况下的温差。以上计算未考虑拧紧螺栓时螺纹和螺母端面的变形降低紧力,实际须按情况加以修正。有时为安全考虑,取  $\sigma_{n0} \approx \sigma_0$ 。

### 2.1.5.3 安装时螺栓的预紧应力和热紧计算

以上讨论的螺栓应力都是在汽轮机运行工况下计算出来的。为使运行工况时螺栓的初应力为  $\sigma_{n0}$ , 则冷态安装时螺栓中的预紧应力  $\sigma_n$  为

$$\sigma_n = \sigma_{n0} - \frac{F}{A_b} \lambda \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-25)$$

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{E_f A_f}{E_b A_b}}$$

大螺栓安装时,拧紧力矩往往很大,通常需采用“热紧”办法,先用人力冷紧,使螺母与法兰间及两法兰接合面间达到严密接触,然后用专门的法兰螺栓加热工具插入螺栓中心孔内加热螺栓,使其受热伸长。这时再将螺母拧紧一个角度,待冷却后使螺栓产生一定初紧应力。

螺栓加热的伸长值  $\Delta L$  的计算式为

$$\Delta L = \sigma_n A_b \left( \frac{L_b}{E_b A_b} + \frac{KH}{E_f A_f} \right) \quad (\text{mm}) \quad (4.9-26)$$

热紧时螺母转动的角度为

$$\varphi = 360 \frac{\Delta L}{S_1} \quad (4.9-27)$$

螺母外径处转过的弧长  $l$  为

$$l = \frac{\pi d_n \varphi}{360} \quad (\text{mm}) \quad (4.9-28)$$

为使螺栓伸长  $\Delta L$ , 所需加热温度  $t_n$  为

$$t_n = \frac{\Delta L}{\alpha_b L_b} + 100 \quad (^\circ\text{C})$$

式中:  $d_n$  为螺母外直径, mm;  $S_1$  为螺距, mm。

高应力螺栓的紧固一般以伸长量考核为准,转角法(值)仅供参考。

## 2.2 低压汽缸强度和刚度

大功率汽轮机的低压外缸一般为钢板焊接结构件,原则上以桁架结构保证汽缸刚度,以板壁保证汽缸强度,但因上半缸无法采用桁架,所以只能将圆拱作为桁架的一部分来处理。

对低压汽缸构件的基本要求有:

- (1) 受力后不会发生断裂或屈服现象。
- (2) 构件变形限制在一定的弹性范围内,且变形不影响到对内部部件的动静间隙。
- (3) 构件受力后不失稳,弹性变形后仍保持原有形状;支撑杆件不发生弯曲,板壁不发生翘曲。

### 2.2.1 壁厚的选择

对于低压汽缸的壁厚,需按经验选定,然后核算其应力。表 4.9-1 给出了汽缸壁厚的参考值,可作参考用。对铸造汽缸,如工艺上需要,壁厚可取较大值或适当增加。

表 4.9-1 汽缸壁厚参考值

最大工作压力 (MPa)	汽缸材料	汽缸内直径 (mm)				
		500	500~800	800~1200	1200~2000	2000~3000
0.1	铸铁	21	22~26	27~32	33~43	44~57
0.1~0.4		22~28	23~36	28~46	34~67	
0.1~0.4	铸钢或钢板	—	—	15~20	15~25	17~32
0.4~0.78		15	15~19	17~23	19~32	25~42
0.78~1.18		16~18	17~21	19~26	23~37	32~50
1.18~1.57		18~20	19~23	21~30	26~42	37~58
1.96~2.35		22~24	23~27	25~34	32~49	—
2.35~2.76		24~27	25~29	28~37	35~52	—

### 2.2.2 强度和刚度的计算方法

设计时常采用结构解析法、三维模型有限元算法、模

型试验等方法来分析计算低压汽缸的刚度和强度。

(1) 结构解析法。低压汽缸的结构各异，一般把它简化为杆、曲板和板等组成的构件，通过分解分析各个构件的受力情况，从而计算其强度和刚度。因简化的假定较多，计算结果与实际的符合程度与假定有直接联系，故这种方法仅为初步分析用，且有时误差较大。

(2) 三元模型有限元算法。由于低压外缸一般为双流形式，结构上左右对称、相对轴向中点又前后对称，故用三元肋板结构分析程序将整个缸的分析简化为 1/4 个缸，可节省计算时间。在分析中，可实现对板厚、加强筋、支撑杆布置的合理调整，从而优化设计。

2.3 疲劳分析

汽轮机频繁启动、变负荷和停机将在结构部件中产生交变的热、机械应力和应变，从而可能产生疲劳损伤。由于在设计中无法完全消除交变热及机械应变，因此，需对此交变应变作出评估，以保证汽轮机服役期内无裂纹运行。

在汽轮机部件中，低周疲劳导致失效主要发生在局部高应变区域。疲劳分析要求了解汽轮机有效循环，包括设计寿命期内启停次数和变负荷次数，以及相应工况下的蒸汽条件。通过有限元计算分析，从蒸汽温度变化可以导出金属的温度梯度，由此可计算出局部区域热应力和应变。

有限元分析的目的在于计算出汽轮机部件局部区域承受的高应力变幅，然后通过疲劳寿命设计曲线确定出汽轮机部件在裂纹形成前能够承受多少次应力循环。

2.4 汽缸弹性有限元强度分析

汽轮机汽缸有限元分析主要包括汽缸温度场计算及汽缸应力场分析。计算模型可采用二维轴对称模型和全三维模型。全三维模型能够更好地反映结构的真实情况，因此，计算规模、容量、时间、速度时，在许可范围内优先推荐使用全三维模型。否则，推荐采用二维模型。

对于强度分析，计算工况一般针对最严重的长时间稳态运行工况进行分析，汽缸的计算工况通常指阀门全开及 5% 超压工况 (VWO+5%OP)，根据应力分类和考核思路，则分为压力载荷工况、温度载荷工况、压力加温度载荷工况。如还需进行疲劳寿命等分析，则还包括一系列瞬态运行工况，即启动工况、变负荷工况、停机工况等。

虽然汽轮机很多零部件及构件的强度计算仅局限于弹性范围或仅进行弹性计算，但随着机组功率不断增加，进汽参数不断提高，产品设计还要求进行蠕变或弹塑性计算。在设计中非常关心结构在规定持续时间内的蠕变（即第二阶段）应力及应变计算结果。

此外，高压内缸和中压内缸高温段的壁厚突变处、汽缸法兰、进汽管和汽缸交界处、内表面应力集中处等部位的稳态蠕变应力比较大，这些部位是汽轮机高压内缸和中压内缸蠕变寿命的薄弱部位。对此，使用稳态蠕变应力和材料持久强度曲线，只需给定安全系数，即可计算出汽轮机高温关键部件薄弱部位的蠕变寿命。

2.5 材料和许用应力

2.5.1 常用材料的选择

汽缸和其他零件一样，选材主要取决于工作温度、应力水平以及用材的经济与合理性。汽缸常用材料的使用温度及使用范围分别见表 4.9-2 和表 4.9-3。

表 4.9-2 汽缸常用材料的使用温度

汽缸常用材料		使用温度 (℃)
球墨铸铁件	QT500-7	≤285
合金铸铁件	HT300CrMo	≤350
铸钢件	ZG230-450	≤350~400
铸钢件	ZG20CrMo	≤450~500
铸钢件	ZG15Cr1Mo1	≤500~540
铸钢件	ZG15Cr2Mo1	≤565
铸钢件	ZG15Cr1MoV	≤570

表 4.9-3 汽缸常用材料的使用范围

机组进汽参数	超高压及以下	亚临界	超临界
高压内缸	ZG15Cr1Mo1	ZG15Cr2Mo1	ZG15Cr1MoV
高压外缸	ZG20CrMo	ZG15Cr1Mo1	ZG15Cr2Mo1
中压内缸	ZG230-450	ZG15Cr2Mo1	ZG15Cr1MoV
低压内缸	HT300CrMo	20g+ZG230-450	

2.5.2 汽缸材料的许用应力

在初步结构设计中，汽缸的一次应力是指由于外加机械载荷的作用而在结构中产生的应力，它必须满足外载和内力、内力矩的静力平衡条件。而自限应力，如热应力等均属二次应力，它由自身不同部位或相邻部件的变形协调条件导出，其基本特征是具有自限性，局部地区屈服所产生的小变形量可以使得引起这种应力的变形协调条件得到满足，因而限制了这种应力的继续增长。二次应力的危险性比一次应力小得多。

如果汽缸材料的工作温度高于材料发生蠕变的温度范围，则设计时必须校核材料的蠕变强度。

一次应力的许用值应取下列三式中的最小值，即

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0.2}}{2}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{10^5}}{1.8}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{10^{-5}}}{1.5}$$

式中： $\sigma_{0.2}$  为工作温度下的材料屈服强度； $\sigma_{10^5}$  为在工作温度下运行  $10^5$  h 后的材料持久强度； $\sigma_{10^{-5}}$  为在工作温度下运行  $10^5$  h 后相对变形量为 1% 的材料蠕变强度。

最终分析设计中，汽缸材料许用应力的确定主要包括以下两方面：

(1) 应力分类考核。一个完整的有限元强度计算分析，需要针对几类应力进行全面的失效评定，如：

- 1) 薄膜应力  $\sigma_m$ 。
- 2) 局部薄膜应力  $\sigma_{mL}$ 。
- 3) 局部薄膜应力+弯应力  $\sigma_{mL} + \sigma_b$ 。
- 4) 一次应力+二次应力 ( $\sigma_1 + \sigma_2$ ) 等。

(2) 有限元分析的基本许用应力和安全系数。最终分析设计采用基本许用应力  $\sigma_A$  进行应力的分类考核。基本许用应力的选取与计算模型、软件、经验及材料特性密不可分。下面介绍一个选取方法示例，以供参考。

基本许用应力  $\sigma_A$  为下面 6 个许用应力的较小值，即

$$\sigma_A = \min([\sigma_1], [\sigma_2], [\sigma_3], [\sigma_4], [\sigma_5], [\sigma_6])$$

$$[\sigma_1] = \frac{\sigma_b^{20}}{3}$$



$$\begin{aligned}
 [\sigma_2] &= 1.1 \times \frac{\sigma_b^{20} R_t}{3} \\
 [\sigma_3] &= \frac{\sigma_s^{20} R_Y}{1.5} \\
 [\sigma_4] &= \frac{\sigma'_{10^{-5}(\text{avg})}}{1.5} \\
 [\sigma_5] &= \frac{\sigma'_{10^{-5}(\text{min})}}{1.25} \\
 [\sigma_6] &= \frac{\sigma'_{10^{-5}(\text{avg})}}{1.0}
 \end{aligned}$$

式中:  $\sigma_b^{20}$  为室温下的最小抗拉强度;  $R_t$  为工作温度下的与室温下的抗拉强度比值 (平均趋势线);  $\sigma_s^{20}$  为室温下的最小屈服强度;  $R_Y$  为工作温度下与室温下的屈服强度比值 (平均趋势线);  $\sigma'_{10^{-5}(\text{avg})}$  为工作温度下的平均持久强度极限;  $\sigma'_{10^{-5}(\text{min})}$  为工作温度下的最小持久强度;  $\sigma'_{10^{-5}(\text{avg})}$  为工作温度下的平均蠕变极限。

初步设计中, 安全系数得到了广泛应用。为了弥补材料、制造、加工、检验、计算等方面的不确定性带来的不足, 往往采用较大的安全系数来保证结构的安全可靠性。最终分析设计中, 一般引入质量系数  $Q$  来具体考虑材料、制造、加工、检验等方面的因素, 考虑包括锻件和铸件的检测手段、探伤级别和焊接件的焊缝形式、检测类型对部件质量可靠性的影响。质量系数与各大公司对材料的特性掌握及工艺过程的控制等密不可分, 因而有所差异。

### 3 汽缸安装位置的稳定性

#### 3.1 汽缸稳定性准则

汽缸安装位置的稳定性依赖于力和力矩的联合作用, 这些力和力矩是由功率扭矩和所有连接到汽缸上的管道系统产生的。在任何工况下, 汽缸都应以其自重稳定地安置在支座上, 同时, 其反力和反力矩在管系中引起的应力和变形也应限制在允许的范围内。汽缸稳定性分析一般是对猫爪结构支撑的高中压汽缸而言, 这是因为高中压汽缸上的外部连接管道均为高温高压管道, 数量众多且均为用户管道, 随项目变化很大。实际中, 低压内外缸设计时也要作稳定性分析。

汽缸稳定性分析主要考虑的载荷为:

- (1) 汽缸内做功引起的反力矩。
- (2) 外部连接管道在安装时的冷紧力和力矩, 以及在工作状态下的热胀力和力矩。
- (3) 汽缸及其内部所载部件的自重。
- (4) 外部管道的一部分重力或汽轮机供货范围内管道的重力。
- (5) 偶然载荷引起的负荷变化, 如汽锤击、地震等。

实际设计中, 一般先由制造厂根据汽缸各接口的结构特点、强度和汽缸稳定性的要求, 提出各接口上的推荐力和力矩值, 电厂管道设计工程师再据此对管系作分析计算, 管系设计者至少应考虑以下负荷情况:

- (1) 热态反力——根据冷态弹性模量和完全膨胀范围而定。
- (2) 最大机械支撑负荷。
- (3) 偶然负荷。
- (4) 紧急负荷。

对于带波形膨胀节的管道, 应该考虑以下力:

- (1) 不平衡压力。总的不平衡压力数值上等于对应弹性波平均直径的有效面积和膨胀节内外压差的乘积。

(2) 膨胀节制造商列出的轴向和侧向弹性力。为确保汽缸稳定地支承在支座上而不会向上抬起, 作用在汽缸上的向下力应留有裕量。因此, 汽缸的稳定性准则为: 作用于汽缸上的所有合力和合力矩的综合效应使汽缸在任一支座处的向下力  $F_{\min}$  不小于汽缸及其部件自重力的 10%。如高中压合缸汽缸具有 4 个猫爪支承, 汽缸总重  $W_c$  分摊到各个支承上的重力为  $\frac{W_c}{4}$ , 即汽缸的稳定性准则可表示为

$$F_{\min} \geq \left| \frac{W_c}{40} \right| \quad (4.9-29)$$

#### 3.2 汽缸稳定性分析

##### 3.2.1 汽缸稳定性计算的三种工况

- (1) 冷态, 连接汽缸的管道 100% 冷紧。
- (2) 热态, 连接汽缸的管道 0% 冷紧。
- (3) 冷态维修, 卸去上缸, 连接下缸的管道 100% 冷紧。

##### 3.2.2 汽缸稳定性分析的过程简述

(1) 进行汽缸稳定性分析时, 一般以汽缸轴向中心线为  $x$  轴, 正向指向汽缸调阀端; 坐标原点  $O$  设在汽缸两猫爪支承点轴向距离的一半处; 通过  $O$  点垂直向上为  $y$  轴的正向;  $z$  轴正向由右手法则约定。

(2) 将所有作用于汽缸及汽缸各接口上的力和力矩转换到原点为  $O$  的坐标系中, 最后求得作用于坐标系上的三个合力和合力矩。

(3) 建立平衡方程式。具体应视汽缸的结构、支承方法和约束等条件而定, 联立方程, 求解 4 个支承中的最小反力  $F_{\min}$ ,  $F_{\min}$  必须满足式 (4.9-29)。

### 4 隔板、持环、喷嘴组

#### 4.1 隔板的结构和强度

##### 4.1.1 隔板结构

隔板是汽轮机通流部分中的一种静止部件, 常用来固定静叶 (喷嘴) 和减少级间漏汽。隔板构成如图 4.9-13 所示。通常, 隔板是在水平中分处分成上、下两半, 且在两侧的中分面上均装有密封键。

由于蒸汽的参数、汽缸或隔板套 (或持环) 的结构形式和其他因素的关系, 随着隔板的设计和生产工艺的发展, 隔板可以有各种不同的结构形式。按静叶片的固定形式来分, 隔板可分为焊接式、铸入式和装配式三种; 按汽道的形式来分, 隔板则分为直通道和斜通道两类。中分面处为不破坏静叶的型面, 近年来, 除平直中分面外, 隔板设计中又开始采用斜折面等结构。

##### 4.1.1.1 焊接隔板

(1) 无加强筋焊接隔板。无加强筋焊接隔板中由内、外围带和静叶片组焊成的平直通道或扩散型通道的半圆叶栅环

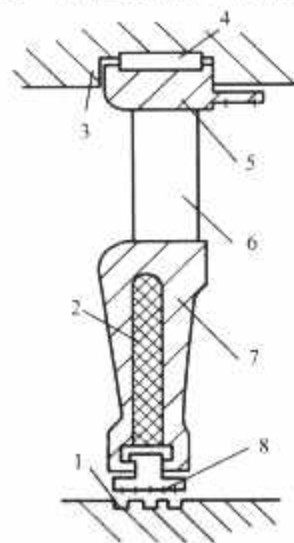


图 4.9-13 隔板构成

1—转子; 2—密封键; 3—汽缸或隔板套; 4—定位键; 5—外缘; 6—静叶片; 7—隔板体; 8—汽封环



与外缘和板体焊接成一体。内、外围带上的静叶片孔一般采用冲孔工艺制作,静叶片可选用光轧型钢、切削、精密铸造或模锻等方法制造。

(2) 对于高参数大功率汽轮机高压部分的隔板,其每个压力级的蒸汽压差较大,因此隔板体必须做得很厚,而静叶片的高度相对却很短,致使静叶相对高度  $l/b$  太小,端部流动损失增加,喷嘴效率降低。带有窄喷嘴的焊接式隔板,其隔板体与隔板的外缘是一个整体,在其上按结构、刚度与强度要求加工出若干圆弧形蒸汽通道,通道之间即形成若干成流线型的加强筋。这种结构焊缝小、整个隔板体刚度大,在焊接时产生的变形小,同时,由于窄喷嘴的采用使得喷嘴损失减小,从而提高了汽轮机的级效率,但圆弧形蒸汽通道及加强筋的加工工艺很复杂。

(3) 分流叶栅焊接隔板与带加强筋焊接隔板类同,除保证了静叶、隔板的强度和刚度要求外,还可减小端部损失。静叶分为窄型的标准静叶片和加长型静叶片。叶片为直叶片、弯叶片或变截面叶片,汽道为平直汽道或扩散型斜汽道等。静叶片可自带围带,其上、下端与外缘和板体焊成一体,也可以是静叶片通过内、外围带与外缘及板体组成一体。

(4) 汽轮机低压缸的次末级和末级隔板也有采用焊接隔板的。其静叶片用模锻或精铸后经机械加工而成,且为变截面扭叶片。静叶片装于由两半组成的整圈外环和板体之间,其顶部和根部分别与外环和板体焊在一起成为整圈隔板,经精加工中分面后分为上、下两半隔板。

(5) 铣制叶片隔板。铣制叶片隔板的静叶片由方钢铣制而成。每只叶片由叶型、外环与内环组成,各内、外环分别焊接在一起,成为整圈隔板;于水平中分面锯开后,分为上、下两半。装于静叶持环上直槽内的每半块隔板,采用一系列短的 L 形塞紧条来锁紧。塞紧条装在直槽内侧加工出的附加槽内,并冲铆胀紧。

#### 4.1.1.2 铸造隔板

铸造隔板是将已成型好的静叶片在浇铸隔板的同时铸入其中而成一体。它的静叶片可以用铣制、精铸、模压、冷拉以及爆炸成型等方法制成。为使静叶片与隔板体紧密地连接在一起,浇铸前应在静叶片两端开出若干个圆孔或缺口,且铸入部分按铸造工艺要求在其表面镀以锡或锌。铸造隔板中分面通常沿汽道加工成由平、斜两部分组成的斜折面,以避免上、下半隔板水平分开时纵向截断静叶片。

铸造隔板加工制造较容易、成本低,但使用温度不高,因此只用在汽轮机的低压部分。采用空心静叶片时,每只静叶片的顶部均需设置均压用的小孔,以保持空心静叶片的内外压力一致,此外,还需在根部钻有疏水小孔。

#### 4.1.2 隔板的设计要求

(1) 隔板应具有足够的强度和刚度。因隔板外环支承在隔板槽中,整个隔板表面承受着汽轮机一个级的大部分蒸汽压差,且在高压部分此压差有时是相当大的,因此隔板必须保证有足够的强度。隔板与叶轮或转子体之间的间隙一般都有严格的限制,为了防止隔板在受力后产生过大的挠度而造成动静部分相碰,还必须保证整付隔板具有足够的刚度。

(2) 减少级间漏汽。由于隔板具有上、下两半的中分面结构,且隔板与汽缸或隔板套上各隔板槽的配合还要求在受热后能保证自由膨胀,因此在这些接触面之间应贴合严密。此外,隔板与转子体之间的汽封也应有足够的密封性。

(3) 隔板应能保持对中要求。冷态安装时,应保证隔板与转子体很好地对中,更应保证汽轮机运行过程中隔板与转

子体之间的对中不变或变动很小。

(4) 隔板的静叶应采用高效型线,以保证具有准确的出汽角和良好的气动特性。

#### 4.1.3 隔板的安装和定位

(1) 隔板中心位置的定位。隔板一般直接安置在汽缸或隔板套(或持环,下同)中,而隔板套再安置在汽缸内。隔板在汽缸或隔板套中的支承可归结为非中分面支承和中分面支承两种。

非中分面支承为下半隔板支承在接近中分面的左右两个悬挂销上,隔板水平中心位置的找中是靠修配左右两个悬挂销下的余量来实现,或者靠修配悬挂销下的调整垫片来实现。由于支承面接近汽缸水平中分面,因此,受热后隔板中心的变化很小。

中分面支承为下半隔板的左右两个 Z 形悬挂销直接支承在汽缸或隔板套的水平中分面上,修配悬挂端下面的支承调整垫片以保证隔板的水平中心与汽缸或隔板套的水平中心相一致,即水平中分面支承。中分面支承可保证在任何工况下隔板的水平中心位置始终与汽缸的水平中心位置相一致。

(2) 整付隔板的左右(即垂直)中心位置与汽缸或隔板套的定位是靠配作隔板底部中间位置设置的一个纵向键与隔板槽底部的键槽之间的配合来实现的。

上、下半隔板间的左右横向定位是靠在中分面上的一个隔板定位圆柱销来实现。该销布置在隔板进汽的一侧及蒸汽在上半隔板汽道内流动所产生的反向作用力的支承面上,以确保布置定位圆柱销的一侧中分面在蒸汽流动的反作用力下永远保持紧密结合。

在上半隔板的最高位置附近设置有一个径向涨销,在装配时与隔板槽底部保持 0.3~0.4mm 的热胀间隙。汽轮机正常运行时,径向涨销可限制上半隔板在蒸汽流过时产生的反向力作用下向上抬起,从而保持中分面不分离,减少中分面的漏汽损失。

(3) 隔板的轴向位置定位。隔板外缘的凸肩到隔板静叶根部出汽边的轴向尺寸是在汽轮机总装配时按装配实际尺寸供给而最终加工的。隔板的设计加工中,此凸肩的两侧面都留有装配余量。

(4) 反动式汽轮机隔板装于静叶持环的直槽内,每半块隔板用一系列短的 L 形填隙条来锁紧并冲铆胀紧。每半块隔板仅用一只紧定螺钉固定在静叶持环上,此螺钉分别位于上、下隔板的左、右侧,以防隔板转动。次末级和末级的隔板在其外环水平中分面的左、右侧均有一键,并安装于下半外环上,用冲铆来固定,以此连接上、下半隔板,起到密封、减少漏汽的作用。

#### 4.1.4 隔板的强度和挠度计算

隔板由外缘、静叶和隔板体三部分组成。隔板外缘、隔板体为半圆形曲梁,静叶则为任意形状的径向杆。隔板外缘上的凸肩周边支承在隔板槽内,因隔板的非对称性(非整圆板),沿圆周方向支反力的分布是不均匀的。隔板受力后,对于外缘和板体来说,是曲梁的斜弯曲(力的作用平面与梁的弯曲平面不一致);而对于静叶来说,则是静不定杆体的斜弯曲。

隔板的结构、形状和受力情况十分复杂,工厂常用的近似计算有史密斯(SMITH)法和瓦尔(WAHL)法两种。史密斯法适用于计算静叶相对较长的隔板,尤其是低压铸铁隔板;瓦尔法则不考虑叶片的存在,对高中压静叶相对较短的隔板比较合适。为确保设计的可靠性,一般根据经验选用较大的安全系数,并限制隔板的挠度数值,最终可用其试验

数值去修正计算结果。所以,一般铸造隔板用史密斯法计算,而焊接隔板采用瓦尔法计算。

随着商用有限元软件,如 PATRAN、ANSYS 等的普及,目前,隔板的强度和挠度计算普遍采用解析法或有限元计算法。计算方法是取外缘和板体为两个同心的半圆环,并与杆件(叶片)连接的结合体作为力学计算模型。外缘半圆环弹性支承于外缘内侧圆周上,并简化为均布载荷,板体半圆环内径处汽封环的作用力简化为均布的力和力矩。杆件与外缘和板体的半圆环为柔性连接,并在斜弯曲条件下工作。求解的微元体为径向切出的等分节距的单个叶片体及其外缘和板体部分。

用解析法或有限元法求解微元体各部分的应力和挠度时,需要注意边界条件的界定和加载。

#### 4.1.5 隔板挠度试验

隔板挠度试验适用于冲动式汽轮机。建立挠度试验规程时,需对试验装置的要求、步骤、试验结果的判定和试验报告的内容等作合理规定。

挠度试验的主要任务是测定最大挠度工况下(热力计算的最大工况并考虑温度修正)隔板中分面叶根处和汽封处的挠度值,以及隔板在试验负荷作用后的残余变形量,同时,依据隔板的挠度值和残余变形量,对隔板进行安全判别。

隔板挠度试验结果的判定包括:

(1) 隔板挠度和残余变形量是否符合设计要求,是决定隔板能否采用的准则。

(2) 隔板挠度试验时,汽封处所产生的最大挠度值一般不大于动静间隙的 1/3。

(3) 中分面静叶根部的最大挠度值由制造厂根据具体情况确定,并在有关技术文件中标明。

(4) 隔板的最大残余变形量要求,焊接隔板不应超过 0.03mm,铸铁隔板不应超过 0.05mm。

### 4.2 持环的结构和强度计算

#### 4.2.1 持环的结构

小功率汽轮机的蒸汽参数较低,为中温中压(3.43MPa; 435℃),且其通流部分的级数少,回热抽汽口也少,一般有一高一低一除氧,汽缸结构也比较简单,因此其隔板可以直接装在汽缸内壁的隔板槽中,不必另外设置持环(隔板套)。

中等功率汽轮机,如 50~100MW 等级汽轮机的蒸汽参数比较高,为高温高压(8.83MPa, 535℃),且其压力级的级数多,回热抽汽口多,一般有二高三低一除氧,且对于抽汽机组还得设置较大尺寸的抽汽口,因此,汽缸的结构尺寸较大且复杂。为了简化汽缸的结构以便加工,通常需在通流部分设置几个专门安装隔板用的持环(或隔板套)。持环分为上、下两半,水平中分面处用螺栓连接紧固并装于汽缸的持环槽中,这样就将汽缸沿通流部分分隔成独立的数段,段间的汽缸上设置抽汽口,从而可缩短抽汽口所占通流部分的长度,并可减小汽缸壁压差和温度应力。

对于大功率超高压、超临界参数的汽轮机,其通流部分的级数和抽汽口数更多,一般有三高四低一除氧,因此,设置多个持环就更为合理,从而可简化汽缸的设计和方便汽缸的加工。

#### 4.2.2 持环(隔板套)的设计要求

持环设计时必须满足下列要求:

(1) 具有足够的强度和刚度,防止受力后产生过大变形而造成汽轮机内动、静部分的碰磨。

(2) 持环(隔板套)的中分面与汽缸及隔板的配合面等处应有良好的汽密性,以防止级间漏汽。

(3) 满足运行中受热膨胀后与转子的同心要求。

(4) 高温区的材料应有足够的耐高温性能;湿蒸汽区的材料则应有良好的抗蚀性能。

为保证持环具有足够的强度和刚度,其上、下半中分面法兰处必须设置足够数量和足够大的螺栓来紧固。持环体上应少钻孔,以免局部削弱其抗弯能力。但工作于湿蒸汽区域的持环,其底部应开设疏水孔。

#### 4.2.3 持环(隔板套)的安装和定位

(1) 持环(隔板套)的轴向定位。持环(隔板套)的外环装于汽缸内壁相应的槽道中,借持环前后的压差压紧,以保持接触面间的汽密性。

(2) 持环(隔板套)的中心位置的定位。持环(隔板套)在汽缸中的安装既要保证自由热胀,又要确保在温度变化的条件下,保持静子中心线与转子中心线一致,以维持允许的动静间隙。持环的支承方式有非中分面支承和中分面支承两种。无论采用何种支承方式,均须遵循运行时受热膨胀后仍保持其中心不变或变动甚小的原则。

在中分面支承的结构中,持环、隔板套用悬挂销支承于汽缸的水平中分面上,其上下的调整垫片可保证安装的中心位置;非中分面支承的结构,设计中则应尽量避免,目前,该结构一般也仅限于中、低参数的机组。

(3) 持环的横向定位。持环的顶部和底部均设有纵向定位销,以确定持环中心的左右横向位置。

#### 4.2.4 持环(隔板套)的强度计算

(1) 持环(隔板套)强度的常用计算方法。图 4.9-14 所示为持环的计算模型。持环可按圆环沿其截面形心连线(中心线)受均布扭矩作用的公式进行计算。持环水平中分面上的作用力和弯矩  $M$  应与作用在沿持环截面形心连线的单位弧度上的径向力和力矩  $M_t$  平衡。作用于持环截面上的力  $F$  为

$$F = F_R / 2\pi \quad (\text{N/rad}) \quad (4.9-30)$$

式中:  $F_R$  为由压差引起的作用于持环上的径向力, N。

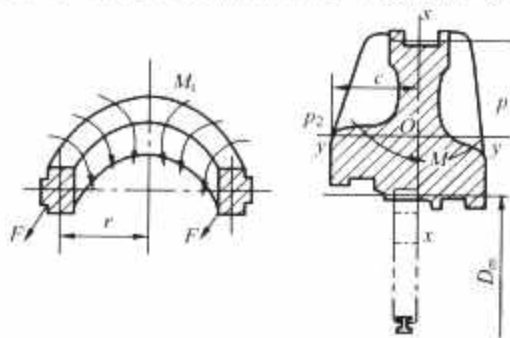


图 4.9-14 持环计算模型

根据  $M_t$  与  $M$  之间的平衡要求  $2M + \int_0^\pi M_t \sin\varphi d\varphi = 0$ , 故  $M = -M_t$ 。

当持环的截面绕中心  $O$  扭转  $\theta$  角时,截面上任一点  $y$  处的纤维环圆周长也随之变化,产生周向应力  $\sigma = \frac{EFy}{r}$ 。该应力在截面上积分应与  $F$  平衡,而应力对  $x-x$  轴的力矩积分即等于  $M$ ,并与  $M_t$  平衡。由此,持环的周向应力  $\sigma$  和转角  $\theta$  为

$$\sigma = \frac{Mc}{I} + \frac{F}{A} \quad (\text{MPa}) \quad (4.9-31)$$

$$\theta = \frac{Mr}{EI} \quad (\text{rad}) \quad (4.9-32)$$

式中:  $r$  为持环截面形心半径, mm;  $M_t$  为沿持环截面中心



线（形心连线）作用于持环单位弧度上的均布扭矩， $N \cdot mm/rad$ ； $C$ 为持环形心  $x-x$  轴至出（进）汽边的距离，视结构定， $mm$ ； $A$ 为持环截面积， $mm^2$ ； $I$ 为持环截面对  $x-x$  轴的截面惯性矩， $mm^4$ ； $E$ 为持环材料在工作温度下的弹性模数， $MPa$ 。

扭矩由下列两部分组成：

1) 由持环（包括静叶或隔板）前后压差引起的轴向力所产生的扭矩。

2) 由持环径向压差引起的径向力所产生的扭矩。

持环中分面上的螺栓应力  $\sigma_b$  按式（4.9-33）计算，即

$$\sigma_b = \frac{M}{\sum A_i d_i} + \frac{F}{\sum A_i} \quad (MPa) \quad (4.9-33)$$

式中： $A_i$ 为螺栓截面积， $mm^2$ ； $d_i$ 为持环中分面上，螺栓  $i$  的中心至承压面形心的距离（ $mm$ ），持环承压面在持环工作时受压一侧的外端面，其大小近似地取为受拉螺栓的总面积。

为保证持环中分面的汽密性，螺栓的安装紧固力（应力）应大于  $\sigma_b$ ，上式中如  $F$  为负值，则取  $F=0$ 。

持环的轴向挠度  $\delta$  为

$$\delta = \frac{Mr}{EI} \left( \frac{D}{2} - R_{ex} \right) \quad (mm) \quad (4.9-34)$$

式中： $R_{ex}$ 为检测挠度处半径， $mm$ 。

持环的轴向挠度通常不应大于下列各值：

- 1) 有径向汽封的静叶持环在静叶片围带处  $\delta=0.5mm$ 。
- 2) 有轴向汽封的静叶持环在汽封处  $\delta=0.25mm$ 。
- 3) 持环中隔板支承处  $\delta=0.1mm$ 。

(2) 持环（隔板套）强度的有限元计算法。用有限元法求解持环，（隔板套）各部分应力和挠度时，需要注意边界条件的界定和加载。目前，简化做法是用二维求解，即以径向平面构成的微元体为对象，但也有许多公司用三维求解。

随着商用有限元软件，如 PATRAN、ANSYS 等的普及，目前有限元算法较普遍。

4.3 喷嘴组

4.3.1 喷嘴组结构

由于近代汽轮机较多采用喷嘴调节配汽方式，因此，汽轮机的第一级喷嘴通常都根据调节阀的个数成组布置，这些成组布置的喷嘴称为喷嘴弧段，简称喷嘴组。

在低、中参数汽轮机上，喷嘴组的结构常采用单个铣制或精密铸造而成的喷嘴与内外环组焊成一体，从而构成喷嘴组弧段；在高参数汽轮机上则采用整体铣制、精密铸造或用锻件电脉冲加工成整体喷嘴组弧段，如图 4.9-15 所示。

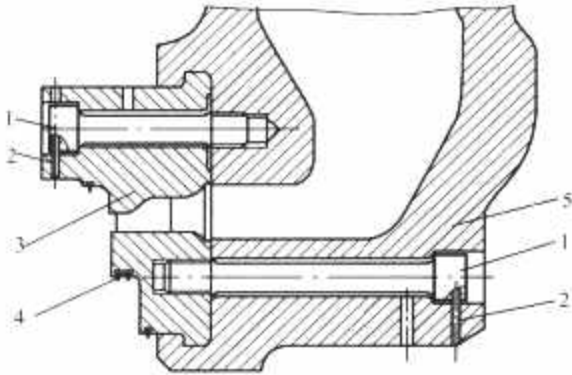


图 4.9-15 整体喷嘴组弧段及其装配  
1—螺钉；2—防松销；3—整体喷嘴组；  
4—汽封片；5—喷嘴室

喷嘴组与隔板的安装各不相同。喷嘴组的内、外环均用螺钉固定于喷嘴室（蒸汽室）上或嵌入喷嘴室中，所以喷嘴

叶片的受力条件较隔板叶片好。但喷嘴组是汽轮机通流部分中承受汽温最高的部件，喷嘴叶片会受到高速气流的高频激振和蒸汽中可能夹带的异物颗粒的冲蚀而磨损。所以，新安装或经大修后而投运的汽轮机，其蒸汽品质必须按有关运行规程执行。

4.3.2 喷嘴组强度计算

设喷嘴叶片为两端固定的梁， $P$  和  $T$  为作用在单位叶片高度的轴向和切向载荷，则其弯曲应力为

叶片进汽边（LE）

$$\sigma_b = \frac{l^2}{12} \left[ \frac{P \cos \beta + T \sin \beta}{W_{min}(LE)} + \frac{P \sin \beta - T \cos \beta}{W_{max}(LE)} \right] \quad (4.9-35)$$

叶片出汽边（TE）

$$\sigma_b = \frac{l^2}{12} \left[ \frac{P \cos \beta + T \sin \beta}{W_{min}(TE)} - \frac{P \sin \beta - T \cos \beta}{W_{max}(TE)} \right] \quad (4.9-36)$$

切应力

$$\tau = \frac{l \sqrt{P^2 + T^2}}{2A_n} \quad (4.9-37)$$

式中： $l$ 、 $A_n$ 、 $W_{min}$ 、 $W_{max}$  分别为喷嘴叶片的有效叶高、截面积和对最小惯性轴和最大惯性轴的截面模数， $mm$ 、 $mm^2$ 、 $mm^3$ 、 $mm^3$ 。

在多阀顺序控制进汽的喷嘴组中， $P$  和  $T$  应按第一阀全开时的最大焓降计算。

喷嘴组的强度计算也较多地采用有限元法，计算用求解的微元体取法与隔板基本类似。

4.4 材料

4.4.1 隔板材料

隔板和静叶片材料的选取主要取决于它们的结构和工作温度。静叶片材料还应具有较好的高温强度和耐磨、耐腐蚀性能。

(1) 铸造隔板。表 4.9-4 给出了铸造隔板常用材料。

表 4.9-4 铸造隔板常用材料

材料牌号	HT300	QT450-5Mo	HT300CrMo
工作温度（℃）	≤250	≤320	≤340

(2) 焊接隔板。表 4.9-5 给出了焊接隔板常用材料。

表 4.9-5 焊接隔板常用材料

材料牌号	ZG230-450	ZG20CrMo	ZG15Cr2Mo1	ZG15Cr1Mo1V
工作温度（℃）	≤360	≤500	≤540	≤570

(3) 隔板叶片。表 4.9-6 给出了隔板叶片常用材料。

表 4.9-6 隔板叶片常用材料

材料牌号	1Cr12Mo 或 ZG1Cr12Mo	1Cr11MoV 或 ZG1Cr11MoV	2Cr12NiMo1W1V	2Cr11NiMoNbVN
工作温度（℃）	≤475	≤530	≤538	≤560

(4) 内、外围带。表 4.9-7 给出了隔板内、外围带常用材料。



表 4.9-7 隔板内、外围带常用材料

材料牌号	1Cr13 (刚带)	1Cr11MoV (钢带)
工作温度 (℃)	≤475	≤530

4.4.2 持环材料

表 4.9-8 给出了持环常用材料及其工作温度。

表 4.9-8 持环常用材料及其工作温度

材料牌号	ZG230-450	ZG20CrMo	ZG15Cr2Mo1
工作温度 (℃)	≤360	≤500	≤540

4.4.3 喷嘴材料

表 4.9-9 给出了喷嘴常用材料及其工作温度。

表 4.9-9 喷嘴常用材料及其工作温度

常用材料	工作温度上限 (℃)
ZG1Cr13	450
1Cr12Mo	538
27Cr2Mo1V	
20Cr3MoWV	550
2Cr12NiMo1W1V	566

5 汽封

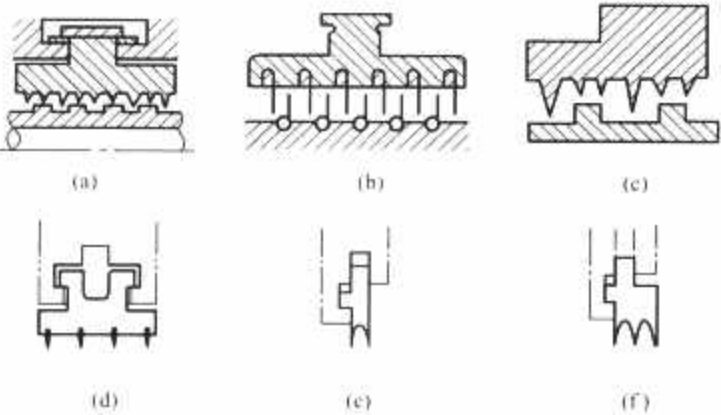
5.1 汽封的结构形式

根据安装部位的不同，汽轮机的汽封分为端部汽封（端轴封）、隔板汽封和叶片汽封。汽封的漏汽量在热力计算时确定。

5.1.1 迷宫式汽封

目前，大型汽轮机中应用最广泛的是非接触式迷宫汽封。迷宫式汽封有几组汽封齿与转子的齿或平台构成多个汽室，当蒸汽流过这些汽室时，压力逐渐降低到汽封后的压力。当压差一定时，蒸汽的泄漏量直接与齿数和间隙有关。

常用的迷宫式汽封有高低齿式和平齿式两种类型。如图 4.9-16 (a) ~ (f) 所示，高低齿汽封的泄漏量比平齿汽封小，但平齿汽封受差胀限制小，在汽轮机胀差大的部位应用得较多。图 4.9-16 (c) 所示为综合上述两种结构的汽封形式，每组由 1 个低齿和 2 个高齿组成，在任何差胀位置，每 3 个齿中至少有 2 个齿始终可以起到封汽的作用。



4.9-16 常见的汽封结构  
(a) 高低齿; (b) 高低齿; (c) 高低齿;  
(d) 平齿; (e) 平齿; (f) 平齿

5.1.2 特殊形式汽封

图 4.9-17 (a) 所示为另一种汽封结构，在转子和静子上均镶嵌有环形的汽封片。考虑差胀影响，两者的间距可做到略有差异，以保证良好的汽密性。这种结构也有广泛应用。

在某些汽轮机中也有采用齿向漏汽方向倾斜一定角度的汽封，见图 4.9-17 (b)，这种结构能增加蒸汽的流动阻力，从而改善密封效果，但加工复杂。

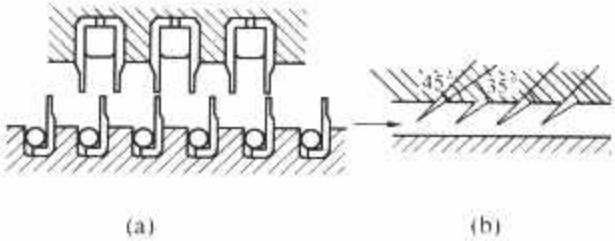


图 4.9-17 特殊形式汽封  
(a) 转子和静子上均镶嵌有环形汽封片的汽封;  
(b) 齿向漏汽方向倾斜一定角度的汽封

5.1.3 蜂窝式汽封

蜂窝式汽封用镍基合金片（厚度仅为 0.05~0.1mm）在特殊成型设备上制成正六面体网格型材，再经特殊焊接制成蜂窝带，并采用真空钎焊至钢板环带上，从而制成蜂窝式汽封。

由于蜂窝带上形成了许多密排的六角形蜂窝状腔室，因此利于漏汽在流经蜂窝汽封时在腔内形成涡流，从而迟滞轴向漏汽。特别是当应用于湿蒸汽区域时，六角蜂窝大大提高了与湿汽流的接触面积，在离心力作用下，容易在腔室内凝结成水。蜂窝式汽封分成几个弧段分别用螺钉紧固在汽缸或隔板的内弧上，在蜂窝底部的钢板下设有垫片用来调整径向间隙，而在钢板上开有许多沟槽用来疏水。由于所用的镍基合金片十分软，因此可将径向间隙控制得比迷宫式汽封小一些，从而减小汽封漏汽。

5.1.4 布萊登汽封

布萊登汽封是在常用汽封弧段的两个端面上开设圆柱孔，其一端孔内装入圆柱形弹簧，如图 4.9-18 所示，并嵌入相邻端面上的圆柱孔中，在弹簧张力的作用下，整圈汽封弧段在自由状态下张开。当汽封弧段背面的压力逐步建立起来后，依靠压差克服自重力将整圈汽封环向心压缩而使汽封内圆收紧，从而可减小与转子之间的径向间隙；当弧段背面的压力逐步减小时，在弹力的作用下，背心张开汽封弧圈，从而增大汽封径向间隙。

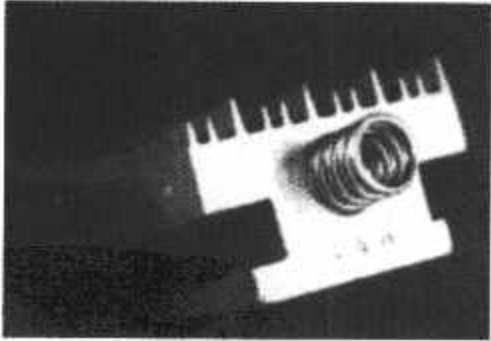


图 4.9-18 布萊登汽封

根据汽封所处的位置、工作条件、汽封环的结构参数，合理计算以选取弹簧，就可设定在特定的机组负荷或运行参数下使弹簧起作用。所以，冷态安装时，弹簧压紧便可以减小汽封的径向间隙。

布萊登汽封在启动和停机过程中，由于汽封张开，径向间隙变大，从而有利于缩短启停时间。但由于级间漏汽加大，使转子升温或冷却速率加大，所以要严格监视和控制动静差胀。另外，若运行中垃圾黏附在汽封环端面上，则会发生卡涩现象，所以安装时要严格按规程清洁。

5.2 端汽封（轴封）、隔板汽封和叶片汽封

端汽封装于汽缸端部轴引出处。在汽轮机的高压端，缸

内汽压高，为减少漏汽，一般设置多道汽封，普遍采用高低齿式汽封；在低压端，一般则采用平齿式或齿距较大的高低齿汽封，以适应转子与汽缸较大的差胀要求。

隔板汽封也常应用高低齿式、平齿式汽封。

由于安装部位和制造工艺的不同，叶片汽封有各种不同的结构，如图 4.9-16 (d) ~ (f) 所示。目前，叶片汽封也常应用高低齿式汽封。

汽封环有整体车制式、汽封片镶嵌式等多种形式，常以 6~8 个弧段组成一圈，装入端汽封体、持环、隔板等的汽封槽内，弧段背面由弹簧片压紧。汽封齿一旦与转子碰触，弧段便可在汽封槽内向外退让。

5.3 设计要求和间隙选择

(1) 按汽轮机热力计算确定的允许泄漏量来选择合适的汽封形式。

(2) 结构上应使齿间汽室具有足够的空间和合理的形状。

(3) 用有限元方法按最大压差校核齿的强度和刚度。

(4) 除非结构受限，一般汽封环宜采用可退让式汽封弧段。

(5) 校核汽封环的稳定性，确保汽封工作时无偏离其正常工作位置的倾向。

(6) 考虑转子挠度和运行时汽缸因真空下沉等影响来确定汽封环安装中心的位置，确保径向间隙的均匀性。

(7) 分析汽封齿在差胀中的有效性来确定有效计算齿数。

径向间隙有冷态径向间隙和热态径向间隙的区别。前者为设计、安装时给定的径向间隙；后者包括运行时各瞬态工

况（如快速负荷变化、甩负荷和汽轮机倒拖等）中的实际径向间隙。影响径向间隙的因素有：

(1) 转子的静挠度。

(2) 轴承油膜厚度引起的转子抬高。

(3) 低压缸真空变化引起的外缸变形和轴承标高下沉变化。

(4) 持环和端汽封热胀和压差引起的变形。

(5) 离心力引起的叶片和叶轮变形以及叶片围带的挠曲变形。

(6) 叶轮和叶片的热胀等。

(7) 汽缸本身静挠度和上下缸螺栓紧固后刚性增大的影响。

5.4 材料

汽封零件的常用材料及其工作温度上限见表 4.9-10。

表 4.9-10 汽封零件的常用材料及其工作温度上限

名称	材 料	工作温度上限 (℃)
整体车制迷宫式汽封环	锡青铜 ZQSn6-6-3	400
	1Cr13, 1Cr12Mo	450
	15CrMoA	500
	Cr11MoV	540
镶嵌汽封片	锡青铜 ZQSn6-6-3	400
	1Cr13	500
	铁素体 0Cr15Mo	550
	Cr11MoV	550
蜂窝式汽封	海斯特-X 耐高温镍基合金	500

## 第10章 本体阀门与管道

### 1 阀门与管道的功能与类型

汽轮机本体阀门主要包括主汽阀、调节汽阀、再热主汽阀、再热调节汽阀、抽汽压力调节阀、抽汽止回阀、补汽阀等；本体管道则包含主蒸汽管道、再热蒸汽管道、中低压连通管、抽汽管道、补汽管道等。整个本体阀门与管道系统主要起着控制进入汽缸的蒸汽流量、压力、温度等参数的作用。

#### 1.1 阀门结构的分类

从结构形式上分，阀门主要有升降式阀门、摇板式阀门、蝶阀等几种形式。典型升降式阀门（见图4.10-1）的阀杆与阀碟等运动件的运动方向一致，便于油动机、弹簧箱等执行机构的布置，具有密封性好、不易卡涩等优点，但所需的提升力大，汽流转折损失较大；一般用作大型机组的主蒸汽与再热蒸汽的主汽阀与调节阀。典型摇板式阀门（见图4.10-2）靠作用在阀瓣上的蒸汽压差关闭，开启时阀瓣则完全置于流道上方，它具有关闭严密性好、开启流动损失小等优点，但只能起两位式开关的作用，不能调节且开启提升力大，需设置专门的旁通阀门。摇板式阀门一般用作抽汽止回阀、大型再热机组的再热主汽阀及核电与联合循环机组的主汽阀等。典型蝶阀（见图4.10-3）的阀瓣回转中心置于流道内，因此所需的执行机构开启、关闭力较小，节省布置空间，还具有良好的流量—升程调节特性；但其关闭后严密性较差，开启后阀瓣在流道内形成一定的流动阻力。蝶阀常用

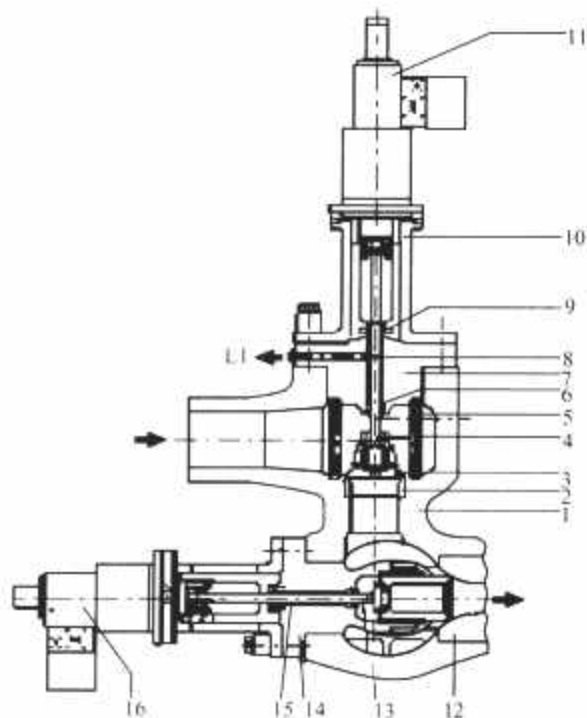


图 4.10-1 典型升降式阀门结构

- 1—阀壳；2—主阀座；3—阀碟；4—主阀杆；  
5—滤网；6—阀杆外套筒；7—主阀盖；8—  
阀杆外套筒；9—套筒压紧环；10—油动机支架；  
11—主阀油动机；12—调节阀座；13—调节阀  
杆；14—调节阀盖；15—阀杆衬套；  
16—调阀油动机

作大型抽汽机组的抽汽压力调节阀、联合循环机组的补汽主阀与调节阀及核电机组的再热主汽阀与调节阀。

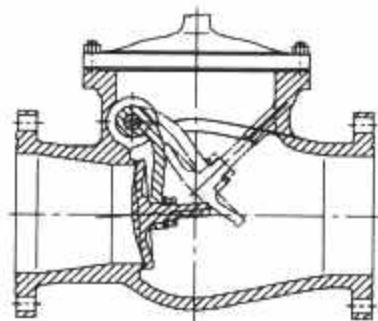


图 4.10-2 典型摇板式阀门结构

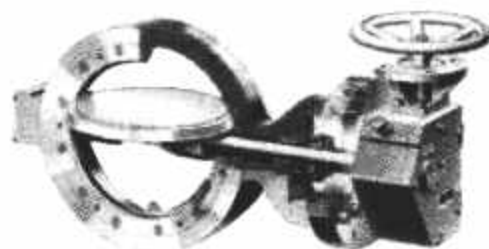


图 4.10-3 典型蝶阀结构

#### 1.2 阀门的功能分类

按功能分类，阀门主要分为主汽阀、调节汽阀、再热主汽阀、再热调节汽阀、抽汽压力调节阀、抽汽止回阀、补汽阀等。

主汽阀的主要作用是在危急情况下快速自动关闭，切断进入汽轮机的主蒸汽通路，使机组停止运行以防止产生过大的超速或某些不良的后果。在喷嘴调节机组中，调节阀顺序开启、非全周进汽会形成汽缸等部件的局部热应力集中。实际中可以在机组启动时通过主汽阀控制机组转速，此时，调节阀全开达到全周进汽以降低热应力，有利于快速启动。调节阀的主要作用是通过调节机组的进汽量而达到控制机组出力或转速的目的。

对中间再热式机组，经过锅炉再热后的高温再热蒸汽进入中压缸之前，需要设置再热主汽阀与再热调节汽阀，以控制进汽量和保护机组安全。再热主汽阀的主要功能是在危急情况下，迅速切断进入汽缸的再热蒸汽；一般不需要也不具备在启动时控制升速的功能。再热调节汽阀一般也不参与升速控制和负荷调节，但在某些具有旁路系统的机组中，可用再热调节汽阀控制机组启动升速，或在低负荷时（如30%负荷以下）参与负荷调节。

对抽汽式机组，需装设抽汽压力调节阀来调节抽汽压力。抽汽压力调节阀通过控制阀门的开度来控制流到阀后的流量，以控制阀前的压力。对多缸汽轮机，可将分缸压力设计在抽汽参数附近，在各缸之间的连通管上装设抽汽压力调节阀；在汽缸流道内进行抽汽的机组，有直接将蒸汽用管道抽出，然后经过阀门再返回汽缸的结构，也有直接将阀座设置在蒸汽流道上的紧凑结构。当抽汽参数较低时，为便于调节和节约空间，应尽量选用蝶阀；当抽汽压力较高或阀门布



置在汽轮机流道内部时,应选择升降式阀门。若对抽汽压力调节的精度要求较高,则可采用抽汽压力双调节的方式,即在连通管上设置压力调节阀的同时也在抽汽管道上加设抽汽压力快关调节阀。抽汽压力快关调节阀通常布置在运转层平台下,为节约布置空间,通常选用蝶阀;而为了避免汽轮机超速,一般都设计为快关阀门。

在机组的回热抽汽管道上,为防止抽汽管道内的蒸汽发生“倒灌”,而造成机组超速,一般需装设抽汽止回阀。这类阀门通常靠汽流打开、弹簧力关闭,采用气动或水控执行机构,不需要油动机作为执行机构。近年来,随着压缩空气源在电厂的广泛使用,同时考虑到金属件长期浸泡在水中容易锈蚀,因此实际中基本上都使用气动执行机构。早期的止回阀结构曾采用升降式阀门,由于抽汽管路通常布置在运转层下方,空间比较紧,因此一般均使用摇板式阀门,以便于阀门的布置安装与检修。

在联合循环机组中,为了提高联合循环的整体效率,需提高余热锅炉的排气余热利用系数。为此,余热锅炉设有多个参数的蒸汽发生器且汽轮机为多压进汽。此时,除了主蒸汽和再热蒸汽阀门外,还要加设补汽阀门。另外,在某些高参数的汽轮机组中,使用全周进汽设计来保证机组额定工况下的效率,为保证机组夏季满发和电网的二次调频需要,需设置满足机组过载进汽的阀门,这种阀门也称为补汽阀。补汽阀一般设置在主汽阀后,与调节汽阀并列布置。当调节汽阀全开,机组需要再增加进汽量时,则将补汽阀打开,使主蒸汽直接补入高压通流的某一级后,通过补汽阀来调节机组的蒸汽流量。但是,补汽阀只是将主蒸汽引入高压通流后的某一级从而增加通流流量,其开启将引起循环效率的降低,与联合循环机组补汽阀的开启增加锅炉的余热利用,提高循环效率相反。因此,这种补汽阀一般只作为调节机组通流能力的备用方案,不推荐经常使用这种补汽阀来调节机组的出力。

### 1.3 汽轮机本体管道分类

汽轮机的本体管道主要指主蒸汽管道、再热蒸汽管道、中低压连通管、抽汽管道、补汽管道等。由于流经主蒸汽管道、再热蒸汽管道和补汽管道的蒸汽焓值比较高,因此一般不宜将这部分管道设计得太长,以防止汽轮机超速。一些厂家甚至将阀门直接安装在汽缸上,以省去这部分蒸汽管道,提高机组安全性。

抽汽管道是指从汽缸抽汽口至加热器(或热网入口)的管道。为了防止机组超速,抽汽止回阀及抽汽管道通常布置在运转层平台下方,它们的布置应与加热器平台、辅机设备等整体考虑,所以归口设计一般由设计院来完成。连接机组中、低压缸的中低压连通管,一般设计在汽缸的顶部或侧面,且在运转层平台上,设计时需与机组其他大部件的起吊、检修等一起整体考虑。

## 2 阀门结构

### 2.1 升降式阀门

升降式阀门按其布置方式可分为卧式(水平式)与立式(垂直式);按执行机构的布置方式可分为杠杆提升式、直接提升式和凸轮配汽式;按阀座结构可分为单座阀、双座阀;按卸载方式则可分为带预启阀和不带预启阀两种结构等。不管何种结构形式,其主要都是由阀壳、阀盖、阀碟、阀座、阀杆、阀套、弹簧室等主要部件构成。

#### 2.1.1 升降式阀门的典型结构部件

阀壳的作用是形成一个阀内流道,其上有进汽口、出汽口、阀盖接口等几个开口,还有必要的测量接口、疏水口及阀门支架等接口。阀壳设计主要需考虑较小的汽流流动损失,同时能承受内部蒸汽的工作压力,并且有良好的工艺性能。一般,进汽截面应在进口处有较大的面积,该面积沿进汽方向逐渐减小。此外,在对面中点则设一隔块,以防止两侧汽流交汇时产生对冲损失,见图4.10-4。

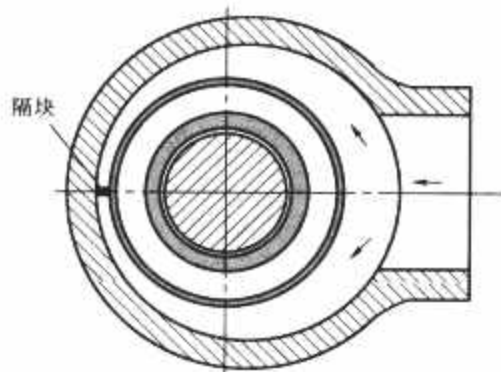


图 4.10-4 阀壳进汽流道截面

阀盖的作用是与阀壳形成一个密闭的腔室,同时允许阀碟、阀杆、滤网等部件通过其开口装入。因此,阀盖大小要根据这些部件的装配尺寸来确定。阀盖与阀壳之间一般考虑用螺栓来密封。由于电厂常将锅炉吹管口设置在汽轮机阀门处,因此,在主阀阀座处一般用堵板闷死,使吹管蒸汽经阀壳进口处流入,而后通过阀盖开口处的吹管引出。

阀碟的作用是随阀杆逐渐开启,使蒸汽通过阀碟与阀座之间的流道,流入阀后的腔室。良好的阀碟型线应具有以下特点:汽流流动损失小,噪声水平低,蒸汽激振力小,能在小开度下产生恒定方向的汽流作用力,稳定性良好等。常见的阀碟型线有球、凸锥、盘型、凹口平底形、改进凹口形等,见图4.10-5。图4.10-5(a)为球形阀,其流量系数较高,阻力最低;图4.10-5(b)为凸锥形阀,接触线后的凸锥体将阀后的紊流区完全覆盖,既保持了球形阀流量系数高的优点,又可在小开度的情况下有着极佳的稳定性能,其缺点是:阀全开后,凸锥体仍然留在流道内,从而导致较大的汽流损失,一般通过增加阀的行程来克服这一问题;图4.10-5(c)为盘形阀,其扩散器角略小,只用一个圆弧相接,流动损失较小但稳定性较差;图4.10-5(d)为平底凹口形阀,其特点是接触线以下的阀碟尾部全部切除,阀碟为一段锥体,这种型线具有很好的抗振性能,汽流脉动力较低、稳定性较

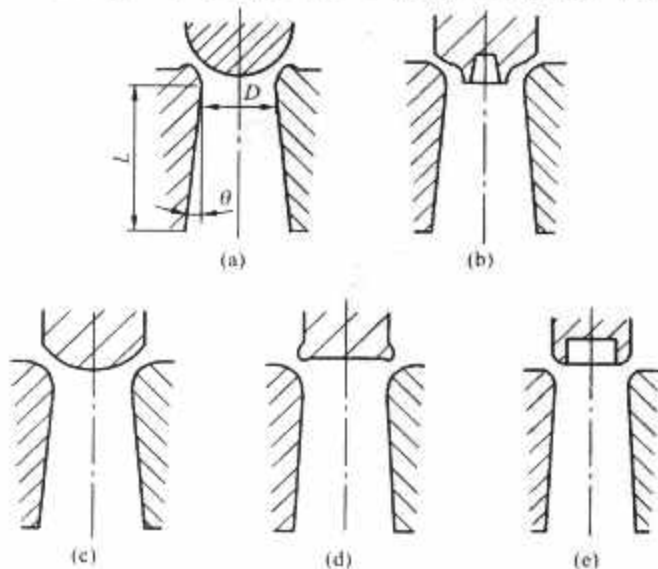


图 4.10-5 几种常见的阀碟形式

(a) 球形阀; (b) 凸锥形阀; (c) 盘形阀;  
(d) 平底凹口形阀; (e) G形凹口阀

佳,但阻力系数略高一些;图4.10-5(c)为G形凹口阀,该型线的特点是部分切除球头,即在接触线后仍保留一段锥体,故汽流激振力介于图4.10-5(c)与图4.10-5(d)之间。

阀座的作用是与阀碟共同形成阀的流道,并提供阀碟的关闭接触线(面),其喉部一般为阀门全开后通流的最小截面,此处蒸汽流速最高,因此,其后设有扩散器,以将高流速的动能回收,转化成静压,从而降低阀门的压力损失。比较理想的阀座扩散器尺寸是宽径比 $L/D \approx 3$ ,扩散角 $\theta \approx 8^\circ$ 。

阀杆的作用是通过其运动带动阀碟等部件,其工作区域一般从蒸汽工作区域一直过渡到环境区域,因此热应力较高;其结构一般细而长,在运动方向上要承受很大的轴向弹簧关闭力及汽流的激振力作用;其表面受汽流的冲刷作用以及和阀套在某些情况下的摩擦接触;另外,为减少阀杆密封段的蒸汽泄漏,阀杆上还开有圆槽或螺纹槽,因此,可以说阀杆是升降式阀门中工作条件最恶劣的部件。设计时不仅要考虑其简单的静态应力,还要考虑其流固耦合条件下的振动应力。带预启阀的阀杆一般将预启阀的阀碟在阀杆头部直接加工出来,此时需对各接触面进行氮化等表面硬化处理,其加工工艺要求也非常高。

阀套是指阀杆、阀碟等运动件的套筒,其与阀杆、阀碟之间的径向间隙非常小,一般只有0.2~0.5mm的直径间隙。阀套的作用是控制通过这些间隙的漏汽量,并对其中的阀杆与阀碟的运动起导向作用,避免其在静止件中卡涩。阀套有阀杆套筒和阀碟套筒之分。阀杆套筒一般较长,有时也将其分成几段以方便安装。为了控制沿阀杆方向的漏汽,一般在阀杆漏汽段上接漏汽抽汽口,将漏汽引至高压排汽、除氧器接口等处,不应将其接至抽汽加热器,防止加热器切除后阀杆的漏汽无法控制;另外,为避免漏汽直接漏入大气环境中,最外侧漏汽接口都应该接入负压的轴封冷却器。阀碟套筒比较短,通过控制其与阀杆间的间隙,可控制漏入平衡腔室的漏汽。在某些大口径的阀门里,单靠控制间隙难以控制漏汽量,此时需采用活塞环来密封。

弹簧箱内安装弹簧,靠弹簧的弹力增加阀门的关闭力,缩短阀门关闭时间。弹簧设计主要应配合油动机的形式。例如,采用双作用油动机时,其关闭时油动机可以起助力作用,从而可以选用较小的弹簧组;而采用单作用油动机时,完全依靠弹簧提供关闭力,此时,则需选用较大的弹簧组。一般弹簧都选用圆柱形压缩弹簧,也有少数阀门使用碟型压缩弹簧。

为防止从锅炉来的固体颗粒进入汽轮机导致叶片损坏,在阀门进汽侧还需要加设蒸汽滤网;滤网同时还起到均匀进汽汽流,降低噪声的作用。一般,滤网的通流面积与阀门喉部面积之比至少为3:1。机组初次启动或停机大修后初次启动时,锅炉的杂质比较多,此时需要增加临时滤网。有的厂商采用的临时滤网与永久滤网相同,网孔直径都较小,启动一段时间后直接调换;也有的厂商在大口径永久滤网外加装小孔径临时滤网,启动一段时间后将临时滤网拆下;还有的厂商直接将滤网通流面积做到喉部面积的6~7倍,不用设置临时滤网,省去专门停机来拆卸临时滤网的步骤。一般的滤网是由圆筒上直接打孔或钢板打孔后卷制形成;有的则用波纹形钢条压制,以在相同外形尺寸内获得更大的通流面积。

除了以上部件,阀门内还有活塞环、油动机杠杆等部件。由于这些部件不是所有升降式阀门的必备部件,因此此处不作介绍。

## 2.1.2 卧式与立式阀门

按阀杆的运动方向分,阀门可分为水平方向的卧式阀门和垂直方向的立式阀门两类。主汽阀与调节汽阀联合布置时,若两个阀门的阀杆运动方向一致,则将导致汽流的转折次数较多,此时,可将其中一个阀门设计成卧式布置,以减少汽流的转折,降低阀门损失,此外,还能节约阀门的布置空间。但阀杆等运动件若水平布置,其在垂直于运动方向上将受到重力的附加作用;阀碟尺寸越大,产生的附加力矩也就越大,影响阀碟、阀座的对中。另外,运动件与静止件受重力作用而相互接触,导致摩擦力增大,阻碍相对运动,且增加了水平方向装卸的难度。

## 2.1.3 直接提升式与杠杆提升式阀门

直接提升式阀门的油动机直接布置在阀杆等运动件的上方,其行程等于阀杆的行程;杠杆提升式阀门的油动机等执行机构与阀杆等运动件则设计成杠杆提升机构,通过杠杆作用使油动机所需的提升力减小,以减小油缸的直径,但这样却增加了油动机的行程,要占用更大的空间,还增加了机构的复杂性。设计整个杠杆机构的运动自由度时,为防止部件卡涩,必须将整个杠杆机构设计成至少有两个杆上有铰接的结构,如图4.10-6(a)与图4.10-6(b)中的①、②所示。

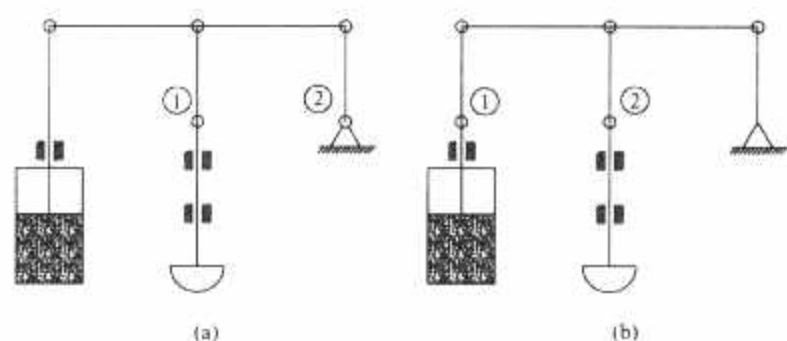


图 4.10-6 杠杆机构的设计

杠杆结构可以是一个油动机带一个阀门,也可以一个油动机带多个阀门(见图4.10-7),但带多个阀门将使阀门之间的开启顺序相对固定,降低调节的灵活性。还有一种凸轮配汽机构方式,它主要应用在调节阀装在汽缸上的机组中,其油动机接连杆系统和齿条,带动凸轮轴转动。凸轮的型线不同,可使各调节阀的开启次序及速度不同,以便达到较理想的流量特性。这种结构的不足之处是制造工作量较大些,凸轮的型线复杂,易于磨损,且连接接头多,系统灵敏度较差。

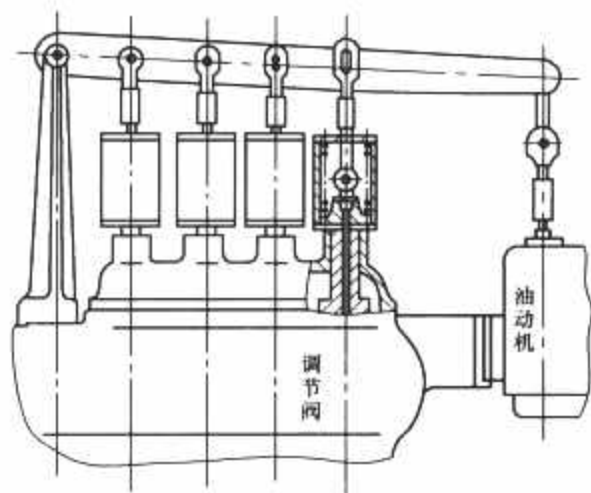


图 4.10-7 一个油动机带多个阀门的结构

## 2.1.4 双座阀

单座阀的阀座与阀碟接触面只有一个;双座阀(见图4.10-8)则在一根阀杆上有两个阀碟与阀座的接触面。因此,在相同口径下,双座阀的通流能力约为单座阀的两



倍；若流量要求与单座阀一致，则双座阀可减小阀门口径，缩小整体尺寸。双座阀的两个接触面密封方向恰好相反，提升力相互抵消，因此油动机的口径可设计得更小；双座阀的缺点是装配时很难保证两个密封面同时密封，装配制造工艺也比较复杂，且流动损失大。

### 2.1.5 预启阀

除抽汽止回阀需靠抽汽汽流帮助阀门打开外，其余类型的阀门打开时都需克服作用在阀碟上的汽流阻力。目前，汽轮机的蒸汽参数一般都比较低，在阀门刚开启时阀碟上的汽流阻力非常大。因此，一般都在阀碟内部设计一个平衡腔室，在该腔室与阀后之间设有预启阀；在阀门开启过程中先开启预启阀，将平衡腔室的压力与阀后连通，使作用在阀碟上的汽流阻力减小，接着再打开大阀。这种结构一般应用在对严密性要求较高的主汽阀设计中，但小预启阀的存在使阀碟与阀杆之间存在着一定的相对自由行程，当阀门处于一定开度范围内时，阀杆被执行机构定位，阀碟会在汽流力的作用下上下晃动，从而造成蒸汽流量的波动，导致机组负荷或转速的波动，不利于机组的调节。为了避免上述现象的产生，在严密性要求不高的调节汽阀设计中，也采用不带预启阀的结构设计。该设计中，漏入平衡腔室的流量较小，使平衡腔室与阀后直接相通，取消了小阀，避免了阀碟与阀杆之间的相对晃动，但在阀门完全关闭时也存在少量泄漏。

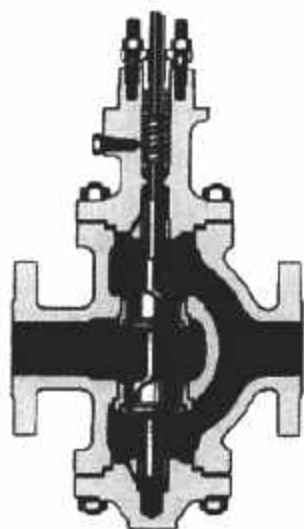


图 4.10-8 双座阀结构

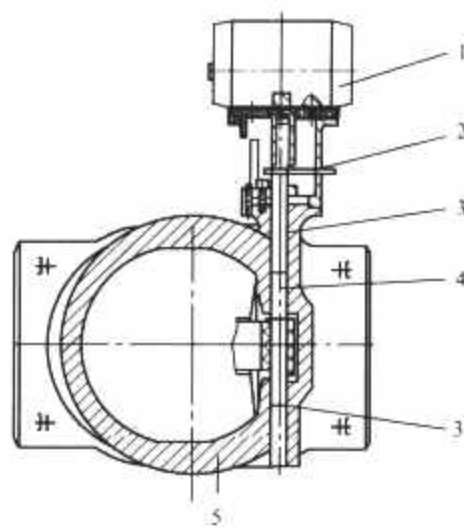


图 4.10-10 摇板式阀门结构

1—执行机构；2—行程开关；3—摇臂轴衬套；4—摇臂轴；5—阀盖

门不同的是，摇板式阀门没有内平衡腔室，而是装设专门的旁通阀来平衡阀瓣前后的压差，使之能顺利开启。

摇板式阀门的阀瓣不像升降式阀门一样使用阀杆来直接提升，而是通过固定转轴中心的摇臂轴旋转来开启关闭阀瓣。摇臂轴的运动是旋转运动。摇臂轴两端要么工作在同一压力，要么必须采用特殊的措施来克服不同压力造成的不平衡力。摇板式阀门作为抽汽止回阀时，由于工作蒸汽压力比较低，因此摇臂轴常用的设计是两端均伸入大气端，直接用密封填料来进行轴端密封。

对于作为主阀和再热主阀的摇板式阀门，由于其压力较高，且关闭时间要求高，采用密封填料容易卡涩，因此，一般采用轴封漏汽接口的设计，它在阀门全开或全关时能够在内部自密封，即一端为大气端，而另一端通入一个密封腔室。机组运行过程中，密封腔室的压力将摇臂轴推向大气侧，此时轴上的衬套与阀壳形成密封面，阻止沿轴的漏汽，但在阀门开关时密封面的接触将产生很大的摩擦力，为此，需要在密封腔室上设置一个开关阀（也称为油动遮断阀），在摇臂轴动作前此阀开启，将腔室内蒸汽接至较低压力处（一般接至凝汽器），这样，阀轴受压差作用将向相反方向移动，接触摩擦力消失，执行机构的开启力矩减小。

一般，升降式阀门的油动机加弹簧箱的执行机构动作方向沿轴向，而摇板式阀门的阀门开关动作则是旋转动作，它增加了曲柄箱机构，将执行机构的轴向运动转换为摇臂轴的旋转动作。

### 2.3 蝶阀

蝶阀的主要部件为阀壳、阀碟、阀碟轴、轴套、曲柄箱、弹簧箱等，其动作机理与摇板式阀门相同，特点是密封面接触应力比较小，密封效果较差。为解决该问题，实际中采用了将阀轴回转中心与阀座密封中心偏置的设计。常见的有双偏心设计和三偏心设计。

三偏心是指：

- (1) 阀板中心线偏离密封面中心线。
- (2) 阀板中心线偏离管路及阀门中心线。
- (3) 阀座为斜锥形，其中心线偏离管路中心线。

传统的双偏心结构是指前两个偏心。三偏心结构设计中，阀座的斜锥角度需根据实际的工艺操作条件进行设计，不同阀门的斜锥角度也不同。三偏心结构使得阀门在开启过程中完全无摩擦，延长了阀座的使用寿命。

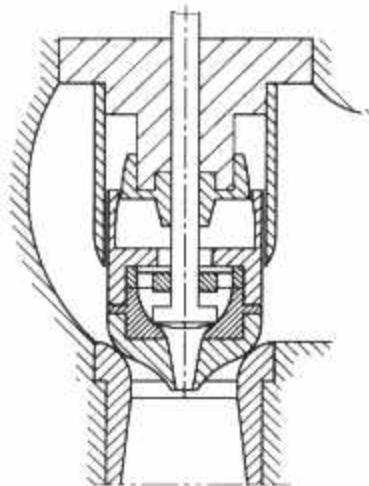


图 4.10-9 可变卸载力调节阀结构

在某厂商 1000MW 超超临界机组阀门的设计中，采用了一种可调节轴向卸载力的结构（见图 4.10-9），其原理是阀碟内腔设置有平衡腔室和预启阀，阀碟与阀碟套筒间的配合面为圆锥面。当预启阀打开后，大阀碟向上提升的过程中，阀碟与阀碟套筒的间隙将逐渐减小，直至两个面完全接触，切断由这个通道漏入平衡腔室的蒸汽，即将阀的卸载切断，使之工作特性等于非卸载式阀门，从而避免了阀碟相对阀杆在汽流作用力下的振动。

### 2.2 摇板式阀门

摇板式阀门主要由阀壳、阀盖、阀瓣、阀座、摇臂、摇臂轴、摇臂轴套、曲柄箱、弹簧箱等构成，具体结构见图 4.10-10。

摇板式阀门的阀壳、阀盖的功能与升降式阀门相似，主要不同在于摇板式阀门的阀壳进汽与排汽通道是直通的，没有汽流转折；设置阀盖主要是为了方便阀瓣的装拆操作。

摇板式阀门、阀瓣及阀座的作用类似于升降式阀门，但由于阀门关闭时是阀瓣前后全压差都作用在阀瓣上，因此密封性能比较好，但要求的开启提升力也比较大。与升降式阀



3 阀门的性能设计

阀门的性能包括阀门的开启关闭提升力、严密性（包括密封环、密封垫片的设计等）、关闭时间（包括弹簧的设计）、流动损失、泄漏损失（包括活塞环等的设计等）、噪声及阀杆阀碟的振动等指标。

3.1 阀门的密封性能

阀门密封设计中，阀座密封最为重要。阀座密封分为硬密封和软密封。软密封一般用于较低参数的阀门中，它的阀座接触是位于阀碟上的弹性密封材料，一般该密封材料为双相不锈钢加石墨夹层（高温时一般用纯金属材料），关闭时，密封材料在阀杆的关闭力作用下，产生径向压缩和侧向滑动（无轴向运动），和阀座之间线形接触，实现零泄漏；硬密封则是指阀碟或阀座密封面上（一般在阀座上）堆焊硬度高、抗磨损性好、寿命长的硬质合金材料，通过作用在密封面的接触应力做到完全密封。图 4.10-11 所示为 ANSI-B31.1 标准定义的在不同阀门关闭压差下各密封等级规定的密封接触应力数值。汽轮机阀门设计一般选取密封等级为 V 级。在接触应力较大的情况下（如关闭弹簧力比较大，阀门口径较大等导致压差作用力很大的情况等），为了避免关闭时撞击力造成密封面损坏，一般在阀碟和阀座上开有弹性槽结构，以吸收阀门关闭过程的撞击造成的变形，见图 4.10-12。

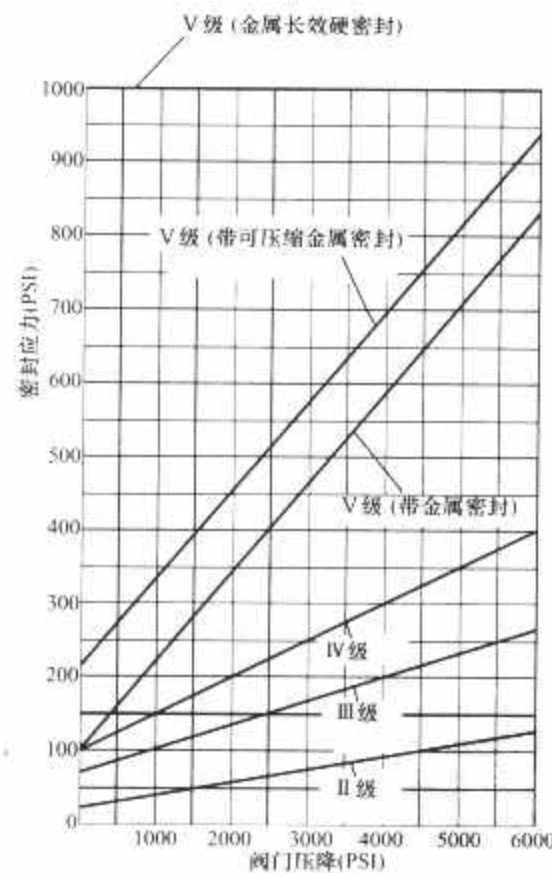


图 4.10-11 ANSI-B31.1 标准的密封等级  
(1bar=100kPa≈14.5PSI)

另外，阀门的密封设计还需考虑阀杆在全开时阀杆后座与阀盖或阀壳的接触密封，一般都采用接触面直接硬密封。阀盖与阀壳的密封应力则是由连接螺栓的预紧力（预紧力一般为 1.5%~2% 的伸长量）来提供。由于阀盖和阀壳的接触面积比较大，因此可加装密封垫片来密封。一般在超高压以下的参数可选用金属齿形垫片来硬密封，而更高参数则采用不锈钢加石墨的缠绕式垫片来软密封；还有一种金属 U 形垫片，它在接触面上是金属硬密封，但依靠具有一定变形能力的 U 形弹性槽，它也能起到像软密封一样的作用，可增大实际密封接触面积。一般密封应力的选取见表 4.10-1。

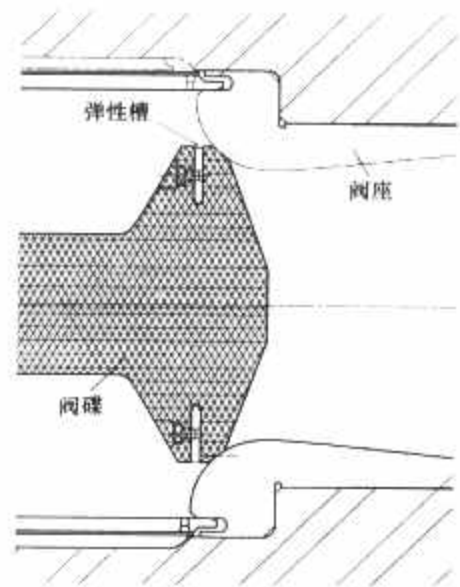


图 4.10-12 阀碟弹性槽结构

表 4.10-1 密封应力的选取

密封方式	密封接触应力 (MPa)
硬密封	120~200
软密封	40~80

3.2 阀门的关闭性能

阀门关闭时间也是阀门设计的一个关键点。一般大型机组要求主蒸汽和再热阀门关闭时间小于 0.3s（含延迟时间），而抽汽止回阀关闭时间则要求小于 1s。阀门关闭时间主要取决于弹簧关闭力、关闭时作用在阀杆上的蒸汽力与摩擦力，以及油动机的回油速度。蒸汽力  $F_s$  和摩擦力  $f$  由阀门结构决定，不同阀门具有不同的计算方法，这里不做介绍。弹簧力  $F_c$  与油动机提升力  $F_o$  一般根据下列准则进行选配：

阀门关闭时  $F_c \geq 1.3(F_s + f)$  (4.10-1)

阀门开启时  $F_o \geq 1.2(F_c + F_s + f)$  (4.10-2)

按照上述准则选配弹簧和油动机后，还需要对阀门的关闭时间进行计算。阀门关闭是一个非稳态过程，在此过程中弹簧力与蒸汽载荷、油动机的回油阻力等均在变化，一般需要计算机程序来进行求解。

3.3 阀门的流动性能

阀门的流动损失是一个直接考核阀门经济性的指标。阀门的口径决定了蒸汽流速，而蒸汽流速则直接决定了阀门的损失。这是因为管道或阀门中蒸汽的流动都是通过蒸汽压力差来获得流动的速度，流速越低意味着一定容积的主蒸汽所通过的圆截面越大，即管道或阀门口径越粗经济性越好，但相应的布置越难，初投资越大。反之，流速过高，虽然初投资减少，布置方便，但长期运行的成本偏高、经济性差，且管道阻塞、噪声和管系振动等问题突出。

阀门和管道设计中，流速一般按表 4.10-2 选取。

表 4.10-2 阀门管道流速的选取

应用场合	允许流速 (m/s)	
	部分负荷	全负荷（某些极限工况下）
A 高压缸进汽管道		
(1) 燃煤机组——调阀出口管道	135	85(105)
(2) 核电机组——带消声器调阀出口	105	75(90)
(3) 核电机组——不带消声器调阀出口	105	90(90)

续表

应用场合	允许流速(m/s)	
	部分负荷	全负荷(某些 极限工况下)
B 中压缸进汽管道		
(1) 固定式阀门		80(90)
(2) 浮动式阀门		85(90)
C 高压与中压缸抽汽管道		45(75)
D 低压缸抽汽管道		
(1) 最高压力抽汽管道		60(75)
(2) 次高压力抽汽管道		70(75)
(3) 其余抽汽管道		75(75)
E 连通管		
(1) 燃煤机组		55(75)
(2) 核电机组		70(75)
F 核电机组连接至汽水分离再热器(MSR)的再热管道		70(70)
G 燃煤机组进汽阀门		
(1) 主汽阀		60
(2) 调节汽阀		135
H 燃煤机组再热阀门		
(1) 再热主汽阀(摇板阀)		90
(2) 再热调节汽阀		105
I 核电机组		
(1) 主汽阀		75
(2) 调节汽阀		90
J 核电再热阀		75
K 进口滤网		
(1) 直孔滤网		20
(2) 斜孔滤网		30

主汽阀或调节汽阀通流口径的确定按式(4.10-3)进行,即

$$D_n = 10^3 \times \sqrt{\frac{G_0 v_0}{\frac{\pi}{4} c_0}} = 10^3 \times \sqrt{\frac{G_0 v_0}{0.785 c_0}} \quad (4.10-3)$$

式中:  $D_n$ 为计算要求的内径, mm, 可将该值按行业管道公称直径转化成公称直径 DN;  $G_0$ 为通流质量流量, kg/s;

$v_0$  为蒸汽介质比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $c_0$ 为蒸汽介质的流速,  $\text{m/s}$ 。  
在一般的电站主调门设计中, 若阀门密封接触面的平均直径为  $D_s$ , 其圆形面积为  $A_s$ , 则阀门由 DN 决定的通流面积  $A_N$  为  $(1.5 \sim 2)A_s$ , 扩散器喉部面积  $A_1$  为  $(0.6 \sim 0.8)A_s$ , 滤网有效法向通流面积  $A_2$  为  $(2.5 \sim 5)A_s$ 。

另外, 主汽阀的设计中预启阀口径选取也比较关键, 其直径的选用原则有两种: 一是保证额定进汽参数的条件下, 能通过维持机组空载(额定转速)所需的流量, 以便控制机组升速; 二是能控制升负荷到 15% 额定负荷左右, 此时预启阀直径要大些。如果机组需采用滑压启动, 则应按明确的启动参数来设计预启阀的口径。

阀门的流量—升程特性也是阀门流动性能的一项重要指标。一般希望有线性的比例关系以便于控制调节, 而完全线性的调节关系只有口径很小的阀门才可能做到。汽轮机大型阀门的流量特性接近于抛物线关系; 升降式阀门在刚开启时有很陡的升程曲线, 达到一定开度后趋于平缓; 蝶阀则恰好相反, 在刚开启时特性线比较平缓, 达到一定开度后变得很陡。图 4.10-13 所示为升降式阀门与蝶阀的典型流量升程特性对比曲线。

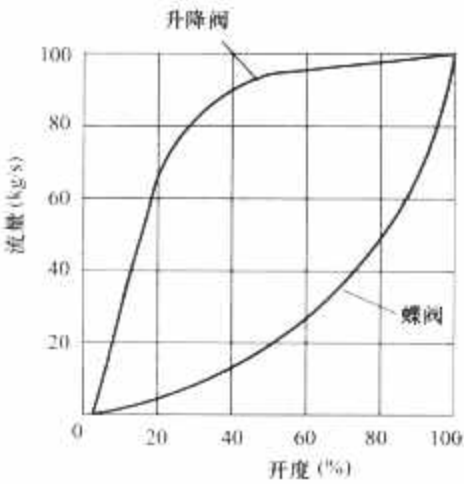


图 4.10-13 升降式阀门与蝶阀的典型流量升程特性对比曲线

3.4 阀门的泄漏损失

阀门的泄漏损失一般是指阀杆上的泄漏损失。阀杆形式及其密封方式不同, 则计算方式也不相同, 但决定阀杆泄漏量的最主要因素还是阀杆与阀套之间的间隙值选取。可以认为阀杆漏汽在漏汽密封的出口都达到临界流速, 即阀杆的泄漏量在密封前后蒸汽参数不变动的情况下, 其流量变化基本上满足“芬诺曲线”的规律; 阀杆漏汽(层流、紊流)流量系数曲线见图 4.10-14 和图 4.10-15。

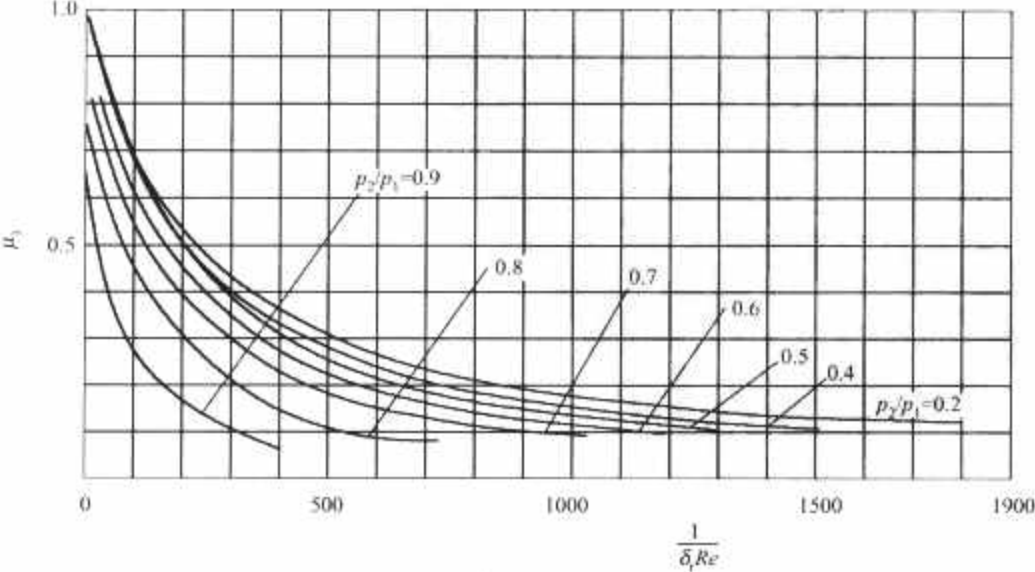
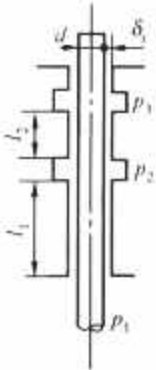


图 4.10-14 阀杆漏汽(层流)流量系数  $\mu_1$  ( $\mu_1 Re < 1$ )



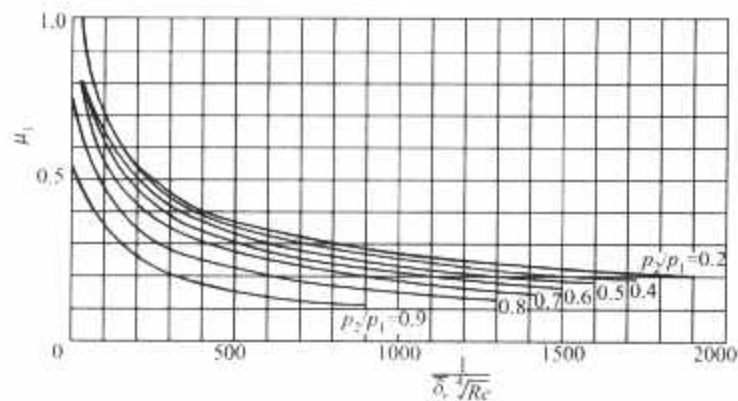


图 4.10-15 阀杆漏汽（紊流）  
流量系数  $\mu_1$  ( $\mu_1 Re > 1$ )

阀杆漏汽的流量计算式为

$$G = 7.6 \mu_1 f \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (\text{kg/h}) \quad (4.10-4)$$
$$f = \pi d \delta_r$$
$$Re = \frac{106 \delta_r \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}{\eta_0 \times 10^6}$$

式中： $\mu_1$  为层流或紊流流量系数（按图 4.10-14 和图 4.10-15 选取）； $f$  为由密封间隙形成的环形漏泄通流面积， $\text{cm}^2$ ； $d$  为阀杆名义直径， $\text{cm}$ ； $\delta_r$  为阀杆密封间隙， $\text{cm}$ ； $p_0$  为高压侧入口的蒸汽压力， $\text{kPa}$ ； $v_0$  为高压侧入口的比体积， $\text{m}^3/\text{kg}$ ； $\eta_0$  为蒸汽动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

阀门中的另一泄漏则是指沿活塞环的蒸汽泄漏，其泄漏量可以按照上述方法计算，但还要进行环本身应力的计算，同时其尺寸的选取会影响到间隙值选取，限于篇幅，这里不作介绍。

3.5 其他性能指标

阀门的噪声与阀杆阀碟的振动主要与阀碟下部的涡分布有关。涡的紊流越剧烈，通过噪声和振动耗散的能量越多，因此，在阀门设计中要选取合理的阀碟与阀座型线。由于涉及比较复杂的流体力学原理，一般很难通过计算直接获取良好的型线，因此，较好的阀碟与阀座型线均通过气动吹风试验获取。表 4.10-3 给出了几种典型阀型在不同开度下的流动情况。

表 4.10-3 几种典型阀型在不同开度下的流动情况

阀 型	小开度	大开度
改进凹口阀		
凸锥型阀		

续表

阀 型	小开度	大开度
凹口平底阀		

4 阀门的强度分析

阀门的强度分析主要包括阀盖、阀壳的承压静强度分析，阀门支架的力和力矩分析，阀盖螺栓的密封应力分析，运动件连接处销或键强度的分析，运动件关闭时的冲击应力分析，弹簧的刚度设计和活塞环的弹性力设计等。

4.1 阀盖的计算

阀盖的强度计算主要考虑其承受蒸汽内压的能力。对于圆形阀盖法兰或具有中心孔（结构上有阀杆穿过）的阀盖，其厚度一般可用式（4.10-5）估算，即

$$\delta \geq D \sqrt{\frac{Kp}{|\sigma|}} + C \quad (4.10-5)$$

对圆形盖  $K = 0.30 + \frac{1.4Wh_G}{FD} \quad (4.10-6)$

式中： $\delta$  为阀门壁厚度， $\text{cm}$ ； $|\sigma|$  为工作温度下材料的许用应力， $\text{MPa}$ ，对于阀盖，一般为  $\sigma_s/2$ ； $D$  为计算用垫片直径， $\text{cm}$ ； $p$  为工作内压力， $\text{MPa(g)}$ ； $C$  为附加余量， $\text{cm}$ ； $K$  为结构特征系数； $W$  为螺栓总载荷， $\text{MN}$ ； $h_G$  为螺栓中心线与垫片中心线之间的距离， $\text{cm}$ ； $F$  为内压的总作用力， $\text{MN}$ 。

阀盖上法兰螺栓的设计原则为规格小、数量多，以避免各螺栓间的节距过大而发生泄漏，但节距至少应大于螺栓直径的 2~3 倍，以免造成加工、安装方面的困难。

4.1.1 螺栓受力计算

在运行工况下，螺栓受力由两部分组成，第一部分为垫片上的密封压力  $F_C$ ，第二部分为内压力引起的载荷  $F_p$ ，公式为

$$W_1 = F_C + F_p = 2\pi b D m p + 0.785 D^2 p \quad (4.10-7)$$

$$b' = \frac{1}{2} (D_i - D_o)$$

式中： $m$  为垫片系数； $b$  为垫片的有效密封宽度； $p$  为工作内压力， $\text{MPa}$ ； $b'$  为垫片的有效宽度， $\text{cm}$ ； $D_i$  为垫片外径， $\text{cm}$ ； $D_o$  为垫片内径， $\text{cm}$ 。当  $b' \leq 1.28 \text{cm}$  时， $b = \frac{1}{2} b'$ ， $D = \frac{1}{2} (D_i + D_o)$ ；当  $b' > 1.28 \text{cm}$  时， $b = \frac{1}{1.77} \sqrt{b'}$ ， $D = D_i - 2b$ ， $D$  为用于计算的垫片直径， $\text{cm}$ 。

注意，当另有阀杆作用力传递到螺栓时，在螺栓上还应叠加上阀杆作用力。

在安装时，若无内压力，则螺栓受力为

$$W_2 = F_G = \pi b D p'$$

式中： $p'$  为比压力， $\text{MPa}$ 。



表 4.10-4 给出了垫片系数的选取参照。

表 4.10-4 垫片系数的选取

垫片材料	最小垫片宽度 $b'_{\min}$ (mm)	比压力 $p'$ (MPa)	垫片系数 $m$
石棉橡胶板 (1.5mm 厚)	9	25.5	2.75
缠绕式金属垫片 (不锈钢)	9	31	3.0
实心金属 垫片	黄铜	60	4.75
	软钢	124	5.5
	不锈钢	179	6.5

4.1.2 螺栓截面积的选取

运行工况下所需螺栓的总面积  $A_{m1}$  满足

$$A_{m1} \geq \frac{W_1}{[\sigma]'} \times 10^4 \quad (\text{cm}^2) \quad (4.10-8)$$

式中:  $[\sigma]'$  为工作温度下材料的许用应力, MPa。

安装时所需螺栓的总面积  $A_{m2}$  则满足

$$A_{m2} \geq \frac{W_2}{[\sigma]^{20}} \times 10^4 \quad (\text{cm}^2) \quad (4.10-9)$$

式中:  $[\sigma]^{20}$  为常温下材料的许用应力, MPa。

螺栓实际选用面积应为  $A_{m1}$ 、 $A_{m2}$  中的较大者。

4.2 阀壳的计算

阀壳的强度计算比较复杂, 特别是比较厚的主蒸汽阀门的阀壳, 因此, 如何精确地计算阀壳的壁厚是一件繁复、困难的工作。对此, 工程上往往采用带安全裕度的估算, 再运用经验来确定阀壳壁厚。当  $K=D_0/D_1>1.2$  时, 通常采用安全裕度大、应力状态复杂的第三强度理论来推算阀壳壁厚  $\delta$ , 即

$$\delta \geq \frac{pD_n}{2[\sigma]\varphi} + C \quad (4.10-10)$$

式中:  $\varphi$  为焊接系数, 由于高压高温厚壁阀壳均采用铸钢件, 且不推荐采用焊接工艺来获得圆筒壳体, 因此  $\varphi=1$ ;  $C$  为附加余量, 一般根据工艺和腐蚀等因素选取, 常取 10~40mm。

事实上, 所有阀壳的形状并非都是简单的厚壁圆筒, 而是形状十分复杂的回转体, 因此, 选择简化的力学计算模型进行阀壳壁厚计算只能作为初步设计的参考。具体位置的壁厚与结构还得靠有限元计算程序来分析确定。

4.3 阀杆的计算

阀杆及其与之相连接的部件在阀门中受力最为复杂。在开启或关闭状况下, 阀杆既受自重及摩擦力, 又受相当大的静载(阀碟前后的静压差)作用, 同时, 它还需要保持阀门严密性, 需传递迅速关闭要求的弹性力, 还时刻受到操纵油动机油压的主动力。因此, 阀杆计算需要分别计算静、动载荷。

4.3.1 静载荷

阀门及其传动部件, 如接头、杠杆、销轴等, 在阀门开启或关闭时, 都要承受一定的静载荷, 其大小取决于阀碟两侧压差的作用力、弹簧作用力、油动机的推力、阀杆横截面上压差的推力以及活动件自重等。在截面变化处, 还应考虑应力集中。

设计阀杆及其传动部件时, 应按油动机可能产生的最大

推力来校核静强度, 即按油动机两侧的最大压差所产生的推力来计算。因为当阀杆卡死时, 油动机输出的推力将达到最大值, 而不再等于阀门的最大提升力。

4.3.2 动载荷

阀门关闭或开启时都有一定的温度, 因此有惯性力和冲击作用; 此外, 阀碟还承受了汽流的脉动力, 这种随机的外力也使阀杆受到冲击或疲劳载荷。

(1) 阀杆快速提升时的动应力。冲击开始时, 阀杆中的初始应力  $\sigma_0$  为

$$\sigma_0 = \frac{10T_1}{F_{\min}} \left[ 1 + \frac{v_1}{100T_1} \sqrt{\frac{G_1 EF}{gL}} \right] \quad (\text{MPa}) \quad (4.10-11)$$

$$T_1 = T_{\max} - Kh_1$$

$$v_1 \approx \frac{h_m}{t} \quad (\text{cm/s})$$

式中:  $T_1$  为阀杆上实际承受的最大提升力, kN;  $T_{\max}$  为油动机的最大作用力, kN;  $K$  为弹簧刚度, kN/cm;  $h_1$  为阀门刚打开时弹簧的压缩量(预压缩量), cm;  $v_1$  为阀杆开启速度, 可取平均值;  $h_m$  为阀门的开启行程, cm;  $t$  为阀门的开启时间, s;  $G_1$  为相应于计算截面以后(下)的移动件重量, kN;  $E$  为阀杆在工作温度下的弹性模量, kPa;  $F$  为阀杆中部受拉截面的面积,  $\text{cm}^2$ ;  $F_{\min}$  为计算的危险截面积(最小面积),  $\text{cm}^2$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{cm/s}^2$ ;  $L$  为阀杆中部受拉段的长度, cm。

阀杆快速提升时的动应力  $\sigma_d$  (MPa) 由式 (4.10-12) 计算, 即

$$\sigma_d = \sigma_0 \left( \sqrt{\frac{G_1}{G_2}} + 1 \right) \quad (4.10-12)$$

式中:  $G_2$  为相应于计算截面以前(上)的移动件重量之和, kN。如果油动机活塞及杠杆等不在同一中心, 则应该折算, 求出当量值。

(2) 阀杆快速关闭时的动应力。阀杆中的初始应力  $\sigma_0$  为

$$\sigma_0 = \frac{10T_2}{F_{\min}} \left[ 1 + \frac{v_2}{100T_2} \sqrt{\frac{G_1 EF}{gL}} \right] \quad (\text{MPa}) \quad (4.10-13)$$

$$T_2 = Kh_0 + G - p_{lg}$$

$$G = G_1 + G_2 - G_3$$

$$p_{lg} = 7.85D^2 p_0$$

式中:  $T_2$  为冲击开始时阀杆上实际承受的最大关闭力, kN;  $p_0$  为阀门关闭时阀杆下方的蒸汽压力, MPa(g);  $h_0$  为阀门全开时弹簧的压缩量, cm;  $G_3$  为阀碟重量, kN;  $D$  为阀门直径, cm。

如果阀门水平放置, 则  $G=0$ 。

注意: 关闭时如依靠油压, 则对于双作用油动机而言, 将没有弹簧作用力  $Kh_0$ , 而是用油动机此时的最大作用力来取代弹簧作用力  $Kh_0$ 。

阀杆快速关闭时的动应力为

$$\sigma_d = \sigma_0 \left( \sqrt{\frac{G_1}{G_2}} + 1 \right) \quad (4.10-14)$$

考虑阀杆缩径处的应力集中系数  $K_1$  后, 动应力为  $\sigma_K = K_1 \sigma_d$ 。一般情况下,  $\sigma_K$  是  $\sigma_0$  的 4~5 倍, 所以设计时必须严格考核。

4.4 阀门支架的计算

设计采用固定式阀门的支架时, 只需校核支架能否承受

管道作用在阀门上的力和力矩即可；而对于采用恒力支架和弹簧支架的浮动式设计，还需要将导汽管、阀门和电厂管道连接在一起进行管道分析。为此，将主汽门和再热门模化为管道成为必然。模化的一般原则是将主汽门、再热门简化成有质量的刚性管段。

4.5 弹簧的计算

弹簧设计有三个基本要求，即工作负荷范围要求最大与最小工作负荷之间的弹簧变形要求及空间限制要求，这三方面都是由负荷作用的位置和方式决定的。引起阀门运动的力有包括弹簧力在内的很多力，这些力影响弹簧工作负荷的选择。因此，只有所有这些力的参数都被正确估计之后，才能确定弹簧的工作负荷范围。

一般先估算工作负荷范围，然后初步设计弹簧。进行定型设计时，工作负荷范围被校正后，再重新设计弹簧尺寸。

一旦工作负荷范围、工作的变形量和空间限制被确定之后，就可以计算弹簧丝直径、弹簧中径、弹簧圈数、扭转剪切应力、弹簧行程、压并长度、最大工作负荷长度、最小工作负荷长度、自由长度和其他限制数据。

对给定空间设计弹簧，可以通过在弹簧中使用 2、3 或 4 个组合弹簧来实现。

选择组合弹簧尺寸时，必须给螺旋弹簧分配恰当的负荷。一般的组合弹簧负荷分配见表 4.10-5。

表 4.10-5 组合弹簧负荷分配		
弹簧的数量	总负荷中的百分比 (%)	
2	外弹簧	68
	内弹簧	32
3	外弹簧	58
	第 2 弹簧	28
	第 3 弹簧	14
4	外弹簧	48
	第 2 弹簧	29
	第 3 弹簧	15
	第 4 弹簧	8

在设计组合螺旋弹簧安排顺序时要尽量满足以上的分配比例。为了避免相邻弹簧间咬死，组合弹簧中相邻弹簧的螺旋方向应交替相反（右旋和左旋）。

5 本体管道的设计

管道的设计主要包括管道接口力和力矩的考核、管道本身承受内压的静强度考核、管道本身接口应力的考核、管道的热膨胀位移补偿设计等。

5.1 管道接口力与力矩的计算

对于管道接口力和力矩的计算，一般只根据不同的校核

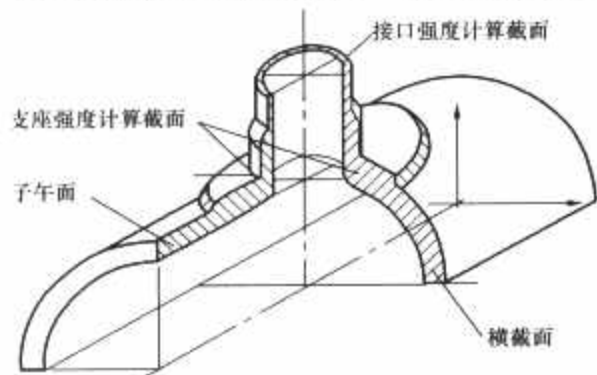


图 4.10-16 接口强度计算截面示意图

截面（如汽缸与引出管交界、引出管与外部管道交界处等）进行支座强度和接管强度计算，如图 4.10-16 所示。

5.1.1 支座强度计算

一般汽缸接口支座强度计算的危险截面包括子午面和横截面，应分别进行校核。由于在汽缸设计中已经对接口进行过热应力集中计算的考核，因此在管道设计中，此处一般仅对内压引起的应力进行考核，管道外部载荷引起的失效通常在较小截面积的支座管道截面处。

子午面上的各应力分别为

$$\begin{aligned}\sigma_r &= 0 \\ \sigma_y &= -\frac{\Delta p}{2} \\ \sigma_z &= \frac{\Delta p D}{2\delta}\end{aligned}$$

横截面上各应力为

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{\Delta p D}{4\delta} \\ \sigma_y &= -\frac{\Delta p}{2} \\ \sigma_z &= 0\end{aligned}$$

式中： $\Delta p$  为内外缸压差； $D$  为计算处汽缸的平均直径； $\delta$  为计算处的汽缸厚度。

按第三强度理论合成应力  $\sigma_e$ ，有

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} \tag{4.10-15}$$

考虑局部引力集中时，应力集中系数计算式为

$$S_{IF} = \max[0.4 (R/\delta)^{2/3} (r/R), 1.5] \tag{4.10-16}$$

式中： $R$  为汽缸半径，mm； $r$  为接管半径，mm； $\delta$  为汽缸厚度，mm。

最大应力  $\sigma_{\max} = S_{IF} \sigma_e < [\sigma_A]$ ， $[\sigma_A]$  为工作温度  $t$  下材料的许用应力，MPa。

具体管道接口配合时，在连接点的管道分析中使用保守的有效应力强化系数。

- (1) 对于管道热膨胀情况，取  $S_{IF} = 1.5$ 。
- (2) 对于支撑和偶然负荷情况，取  $S_{IF} = 3.5$ 。

5.1.2 接管强度计算

接管包括带裙边接管（弹性插管，通常用于进汽管道）和无裙边接管。带裙边接管的强度计算需根据具体结构进行，无裙边接管强度计算则可按下述方法进行：

内压引起的应力有

$$\begin{aligned}\sigma_r &= -\frac{\Delta p}{2} \\ \sigma_{y1} &= \frac{\Delta p D_i^2}{(D_o^2 - D_i^2)} \\ \sigma_\theta &= \frac{\Delta p D}{2t}\end{aligned}$$

外部载荷力  $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  引起的应力为

$$\begin{aligned}\tau_r &= \frac{\sqrt{F_x^2 + F_z^2}}{\pi D t} \\ \sigma_{y2} &= \frac{F_y}{\pi D t}\end{aligned}$$

外部载荷力矩  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  引起的应力分别为

$$\sigma_{y3} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{W_m}$$

$$\tau_{\theta} = \frac{M_y}{W_p}$$

式中:  $D$  为接管平均直径, mm;  $D_i$  为接管内径, mm;  $D_o$  为接管外径, mm;  $t$  为接管壁厚, mm;  $W_m$  为接管横截面抗弯模量, mm<sup>3</sup>;  $W_p$  为接管横截面剪切模量, mm<sup>3</sup>。

接管总的轴向 ( $y$  向) 应力  $\sigma_y = \sigma_{y1} + \sigma_{y2} + \sigma_{y3}$ 。

按第四强度理论合成米塞斯 (Von Mises) 等效应力  $\sigma_e$ , 有

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_{\theta})^2 + (\sigma_{\theta} - \sigma_r)^2}{2} + 3(\tau_{\theta}^2 + \tau_r^2)} \quad (4.10-17)$$

最大应力  $\sigma_{\max} = S_{IF} \sigma_e$

### 5.1.3 计算工况和应力考核

支座强度计算工况按最大强度工况进行计算和考核。

最大应力  $\sigma_{\max} = S_{IF} \sigma_e < 1.0[\sigma_A]$  (4.10-18)

接管强度计算工况分别按以下工况分别进行计算和考核:

(1) 持续载荷工况, 即由内压、自重和其他持续外载产生的管道力  $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  和力矩  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  工况。

最大应力  $\sigma_{\max} = S_{IF} \sigma_e < 1.0[\sigma_A]$  (4.10-19)

(2) 偶然载荷工况, 即由内压、自重、其他外载和偶然载荷, 包括安全阀释放时产生的反座推力, 管道内的流量、压力瞬态变化, 地震产生的作用力等引起的管道接口反力  $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  和反力矩  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  工况 (一般只有在地震烈度为 8 度及以上地区建厂, 并在设计任务书中规定的才进行地震验算)。

最大应力  $\sigma_{\max} = S_{IF} \sigma_e < 1.15[\sigma_A]$  (4.10-20)

(3) 热胀应力工况, 即仅由于热胀引起的管道接口反力  $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  和反力矩  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  工况, 此时最大应力  $\sigma_{\max}$  不包括内压引起的应力项。

最大应力  $\sigma_{\max} < 1.25[\sigma_A^{20}] + 0.25[\sigma_A]$  (4.10-21)

式中:  $[\sigma_A^{20}]$  为 20℃ 下的材料许用应力。

### 5.1.4 材料许用应力的确定

任一工作温度  $t$  下的材料许用应力取下列三项材料强度特性中的最小值, 即

$$\sigma_A = \min[\sigma_b^{20}/3, \sigma_s'/1.5 \text{ 或 } \sigma_{0.2}'/1.5, \sigma_b'] \quad (4.10-22)$$

式中:  $\sigma_b^{20}$  为 20℃ 下材料抗拉强度的最小值;  $\sigma_s'$ 、 $\sigma_{0.2}'$  为温度  $t$  下材料的屈服极限及屈服极限的最小值;  $\sigma_b'$  为温度  $t$  下材料的 10<sup>5</sup> h 持久强度平均值。

## 5.2 管道接口应力的计算

设计院与制造商之间的管道接口二次应力计算, 则按照以下方法进行。

### 5.2.1 支撑负荷的应力

由压力、重量和其他机械支撑负荷所产生的应力必须符合式 (4.10-23) 所示的关系, 即

$$\sigma_L = pD_o/(4t_n) + 1000(0.75 S_{IF})M_A/Z \leq 1.0\sigma_h \quad (4.10-23)$$

式中:  $\sigma_L$  为压力、重量和其他机械支撑负荷造成的轴向应力的总和, N/m<sup>2</sup>;  $t_n$  为管子有效壁厚, mm;  $S_{IF}$  为应力强化系数,  $S_{IF}$  必须大于等于 1.33;  $M_A$  为重量和其他机械支撑负荷作用在横截面上的合力矩, N·mm;  $Z$  为有效截面模量, mm<sup>3</sup>;  $\sigma_h$  为最高温度下的许用应力, N/m<sup>2</sup>。

### 5.2.2 热膨胀位移应力范围

热膨胀位移应力  $\sigma_E$  必须满足式 (4.10-24) 所示关系, 即

$$\sigma_E = 1000(S_{IF}M_C)/Z \leq \sigma_A + f(\sigma_h - \sigma_L) \quad (4.10-24)$$

式中:  $\sigma_A$  为冷态许用应力值, N/m<sup>2</sup>;  $\sigma_h$  为最高工作温度下的许用应力, N/m<sup>2</sup>;  $\sigma_L$  为压力、重量和其他机械支撑负荷造成的轴向应力的总和, N/m<sup>2</sup>;  $M_C$  为热膨胀位移造成的合力矩, 包括由于地震引起的固定点位移造成的力矩, N·m。

### 5.2.3 偶然负荷造成的应力

压力、重量、其他机械支撑负荷和地震产生的偶然负荷必须满足式 (4.10-25), 即

$$pD_o/(4t_n) + 1000 \times (0.75 S_{IF})M_A/Z + 1000 \times (0.75 S_{IF})M_B/Z \leq k\sigma_h \quad (4.10-25)$$

式中:  $k$  为应力修正系数, 偶然负荷小于运行时间 10% 时取 1.15, 偶然负荷小于运行时间 1% 时取 1.2;  $M_B$  为由于偶然负荷作用在横截面上产生的合力矩, N·m, 如安全阀的泄放负荷, 压力和流量的短暂变化以及地震等。如果由地震引起的固定点位移造成的力矩已经在热膨胀位移应力中考核, 则在偶然负荷造成的应力计算中就不需要再考虑, 否则需要在式 (4.10-25) 中计入地震力矩的 1/2。

### 5.2.4 应力范围修正系数 $f$

热膨胀应力  $\sigma_E$ , 不能超过许用应力  $\sigma_A$ ,  $\sigma_A$  计算式为

$$\sigma_A = f(1.25\sigma_e + 0.25\sigma_h)$$

式中:  $f$  为应力范围修正系数, 其选取见表 4.10-6。汽轮机中  $f=0.9$ ;  $\sigma_e$  为常温下的许用应力, N/m<sup>2</sup>。

表 4.10-6 应力范围修正系数  $f$  的选取

设计温度等效循环次数	$f$
$\leq 7000$	1.0
7000~14 000	0.9
14 000~22 000	0.8
22 000~45 000	0.7
45 000~100 000	0.6
$> 100 000$	0.5

### 5.2.5 轴向应力

压力、重量和其他机械支撑负荷所产生的轴向应力之和不应大于热态许用应力  $\sigma_h$ , 在应力之和小于  $\sigma_h$  的地方, 其差值可以用作附加热胀的许用允许值, 即式 (4.10-24) 中的  $f(\sigma_h - \sigma_L)$ 。

轴向压应力  $\sigma_{lp}$  的定义如下

$$\begin{aligned} F_e &= p\pi d^2/4 \\ A_b &= \pi(D_o^2 - d_n^2)/4 \\ \sigma_{lp} &= F_e/A_b \end{aligned}$$

式中:  $F_e$  为压力产生的力, N;  $A_b$  为管道截面积, mm<sup>2</sup>;  $D_o$  为管道外径, mm;  $d_n$  为管道内径, mm。

### 5.2.6 分析管系部件

所有的管系都应该分析其死点间的热膨胀、重量、其他机械支撑负荷和其他偶然负荷。对管子和接头, 式 (4.10-23) 和式 (4.10-25) 中的压力项可以用  $\sigma_{lp}$  代替, 同时, 式 (4.10-23) 及式 (4.10-25) 不适用于波纹管 and 膨胀节。估算膨胀节附近的应力时, 必须考虑膨胀节的实际横截面积。

## 5.3 中低压连通管设计

大功率汽轮机组的中低压连通管, 不论其结构形式如



何，基本上都采用自平衡或自补偿模式，使系统在吸收来自外部（如汽轮机热位移、汽轮机端点的热胀等）的轴向位移的同时，不会受到内压载荷的巨大作用，它主要有以下两个特点：

（1）蒸汽内力通过相互作用和反作用而抵消，从而使管道容器对汽缸接口不产生任何因内、外压变化而产生的轴向力以及由轴向力造成的弯曲力矩。当机组启动时，机组正处于外压真空状态，中低压连通管的管道受到巨大的真空推力，若不经平衡，作用在任何汽缸接口的力与力矩都是危险且不允许的。

（2）承受中低压连通管的两缸口间，连通管受热产生的位移将造成受热膨胀力。

一般大型汽轮机组的中低压连通管跨距较长，受温度变化的影响大，热膨胀量以及随之产生的热膨胀力很大。

5.3.1 管子壁厚的设计与选择

管子壁厚  $\delta$  通常采用工程上惯用的薄壁圆筒理论公式来进行估算，即

$$\delta = \frac{\Delta p D}{2[\sigma]}$$

式中： $\Delta p$  为管壁内外的最大压差， $N/m^2$ ； $D$  为管壁的内径， $mm$ ； $[\sigma]$  为中低压连通管的材质许用应力， $N/m^2$ 。

中低压连通管一般采用 20G 材料，不采用 20F 一类的非镇静钢，以免基础标高较高位置的管系因材质缺陷而爆裂，酿成人身安全事故。

5.3.2 管系的固定点选取

管系的固定点一般选取中压缸排汽口，因为：

（1）中压缸是一个巨大的铸钢（铁）件，在任何工况下，其刚性比连通管本身大得多，易于定位。

（2）中压缸排汽口能承受比低压缸口更大的力或力矩而不致造成变形。

（3）中压缸排汽口是单层的排汽蜗壳，不像二、三层低压缸那样，需考虑大气外压、真空泄漏以及既密封又固定的难题。

5.3.3 平衡补偿器的相对死点选择

一般选择低压缸为复式平衡补偿器的相对死点，因为大功率低压缸通常是 2~3 层缸，且连接刚性差，就近布置可以减少补偿量。

5.3.4 如何选择波纹管来配置复式平衡补偿器

一般的复式平衡补偿器主要由三部分组成，即工作波（进汽段补偿器）、平衡波（尾部盲管端补偿器）及 T 形连接管。

其中，工作波数  $n$  的选取原则如下：

（1）工作波必须能吸收来自进汽部分的热胀及缸体端点位移的总和，同时还应具备再吸收位移的能力。

（2）工作波应适当拉开距离，结构不能像平衡波一样的紧凑，目的在于吸收轴向总位移的同时，还可适度地吸收管系因汽流扰动产生的振动幅值以及其他原因造成的横向振

动。一般在布置空间足够的情况下应拉开足够的距离，但需要考虑拉杆长螺栓的压杆稳定性。

工作段总波数为工作波  $n_1$  与平衡波  $n_2$  之和，补偿刚性并计算其总刚度时， $n$  应按  $n = \frac{n_1 n_2}{n_1 + n_2}$  来计算。

平衡波的数量选取基于以下原则：

（1）汽轮机连通管的波纹管设计中，应考虑工作波与平衡波为相等波数，即  $n_1 = n_2$ ，计算波数  $n = \frac{n^2}{2n} = \frac{n}{2}$ ，管为整体液压成型，并拉开轴向距离，目的是使悬空的中低压连通管自重减轻，结构外形尺寸缩小。

（2）由于补偿器与管道相连，因此需实施冷紧。对此，要求  $n_1 + n_2$  的波纹管连接实现冷紧压缩率  $\epsilon = 0.5$  的冷紧值，目的是降低工作状态下的薄壁不锈钢波纹管内的综合应力。

（3）复式平衡波的另一大特点是四组或多组拉杆或对称、或非对称轴向布置，且必须全部紧固，不得松动。

5.3.5 中低压连通管的强度设计

中低压连通管力（力矩）系强度考核准则为：

（1）预紧状态下（ $\epsilon$ ）的合成应力及其力、力矩均由补偿器承担。

（2）设计工况下（ $1 - \epsilon$ ）的合成应力及其力、力矩应减小到汽轮机缸口所能承受的力、力矩最高限值。

选择波纹管作为补偿器元件时，一般均采用油压、双层 U 形或  $\Omega$  形，目的是确保安全和制作便捷。

5.3.6 中低压连通管设计中要考虑的其他因素

连通管是弹性塑变元件，单根连通管根部应设置支点及根部加固，否则，高压泵水时波组会造成失稳破坏。另外，连通管防残水措施应采用密波而不是疏波，并严禁在波段开设疏水孔，同时，高标高布置的连通管紧固螺栓应有严格的防松措施，以避免长期汽流振动而导致螺母悬落，造成人身伤亡、设备事故等。为避免振动，高标高布置的多组连通管之间应设置减振器，以形成阻尼来实现减振或消振。连通管尽量不采用法兰连接（除特殊要求，如揭缸等外），而应一次性焊接，以避免法兰接触面发生蒸汽泄漏。

6 材料选择

一般情况下，汽轮机阀门的主要部件材料都选用铸造或锻造合金钢，但在某些高参数的应用场合，一些部件也会使用镍基或钴基高温合金，而在低参数时则采用碳钢或球墨铸铁。通常，在特别恶劣的工况下工作的部件需采取额外的材料处理措施。在经常接触的摩擦副中，需使用氮化或超音速喷涂等方法来提高接触表面的硬度；而阀碟与阀座的接触面处，则通常采用堆焊不锈钢或硬质合金等手段来提高密封面抗变形和汽流冲刷的能力；对于核电机组中工作于湿蒸汽环境内的阀门，则采用在阀壳等内表面镀不锈钢涂层等措施来防止其表面应力腐蚀。

阀门管道部件的典型选材见表 4.10-7。

表 4.10-7 阀门管道部件的典型选材

部 件	进 汽 温 度			
	$\leq 400^{\circ}\text{C}$	$400 \sim 510^{\circ}\text{C}$	$510 \sim 566^{\circ}\text{C}$	$\geq 566^{\circ}\text{C}$
阀壳	ZG230-450	ZG20CrMo ZG15Cr1Mo	ZG15Cr2Mo1 ZG15Cr1Mo1V	GX12CrMoWVNbN10
阀盖	ZG230-450	15CrMo 12Cr2Mo	ZG15Cr1Mo1V 12Cr2Mo	GX12CrMoVNbN9
阀杆	Cr12WMoV 35CrMo	2Cr12NiMo1Wo1V 38CrMoAl	GH901 2Cr12NiMo1Wo1V	X12CrMoWVNbN10 GH901

续表

部 件	进 汽 温 度			
	≤400℃	400~510℃	510~566℃	≥566℃
阀 碟	Cr12WMoV	1Cr12Mo	2Cr12NiMo1Wo1V	X12CrMoWVNbN10
阀 套	25Cr2MoVA	2Cr12NiMo1Wo1V	2Cr12NiMo1Wo1V 38CrMoAl	STELLIT 2Cr12NiMo1Wo1V
阀 座	ZG20CrMoV	25Cr2MoVA	12Cr2Mo	X10CrMoVNB9
螺 栓	25Cr2Mo1V	2Cr12NiMo1Wo1V	GH4145 R26	INCONEL783 X18CrMoVNB11
主蒸汽、再热蒸汽管道	20G	12Cr1Mo1V	P22 P91	P91 P92
连通管	20G			

## 第 11 章 汽轮机控制、监测与保护系统

为确保汽轮机的安全经济运行，必须配置相应的控制、监测和保护系统。

汽轮机控制、监测与保护系统的主要作用是测量、采集、监测机组运行的状态参数，通过调整和控制其被调量（如转速、压力等），使之适应机组负荷（电功率、热负荷或驱动功率）变动的要求；同时在机组发生故障或出现危害机组安全的紧急情况下，迅速采取保护措施，遮断机组进汽，以确保机组的安全。

汽轮机控制、监测与保护系统按其功能通常可分为三大部分，即汽轮机控制系统、汽轮机监测系统和汽轮机保护系统。

因本卷第 6 篇第 3 章对汽轮机的自动控制作了详细的介绍，故本章只作一般性叙述。

### 1 汽轮机控制系统的要求和形式

#### 1.1 不同类型汽轮机控制系统的要求

汽轮机按用途不同可划分为不同的类型，其控制系统也必须满足相应的要求。

##### 1.1.1 发电用汽轮机

发电用汽轮机不仅应随时满足电网用电变化的要求，同时还要满足对供电品质（如电压、频率等）的要求。其中，电压除与转速有关外，主要通过励磁系统来进行调节；而汽轮机控制系统则承担了单机运行情况下的转速调节和并网运行情况下的负荷调节功能。

发电用汽轮机按其冷却方式又可分为湿冷机组和空冷机组。对于空冷机组，除常规的转速负荷调节功能外，还需具有对低压缸排汽压力的监控保护功能。

##### 1.1.2 供热用汽轮机

供热用汽轮机必须保证所提供的蒸汽参数满足用户的需要，这要求汽轮机在具有负荷调节功能的同时，还需具有压力调节的功能。供热机组有抽汽式、背压式等多种类型。可采用以热定电和热电自治（牵连调节）等控制方式。供热机组在甩热、电负荷时应特别关注因抽汽倒灌而可能引起的超速现象，以及运行中抽汽口前末级叶片的超温保护。

##### 1.1.3 工业用汽轮机

工业用汽轮机通常作为生产工艺过程中的原动机使用，其驱动的风机、压缩机、泵等的出口压力必须满足工艺要求。与发电用汽轮机定转速运行不同，工业用汽轮机大多为变转速，因而转速调节是其主要的控制方式。

#### 1.2 汽轮机控制系统的几种主要形式

##### 1.2.1 机械液压调速系统

由按机械、液压原理设计的敏感（测量）元件、放大元件和执行机构，实现控制逻辑的汽轮机调节、保安系统称为机械液压调速系统。根据一次敏感元件结构原理的不同，机械液压调速系统又可分为机械液调速系统和全液压调速系统。

##### 1.2.2 电液控制系统

由按电气原理设计的敏感元件和电路以及按电气、液压原理设计的放大元件和执行机构共同实现控制逻辑的汽轮机调节、保安系统，称为电液控制系统。根据电子元件和电路原理的不同，电液控制系统又可分为 AEH 模拟电液调节系统和 DEH 数字电液控制系统。由于数字控制系统的成熟，前者已很少采用。

##### 1.2.3 电液并存控制系统

电液并存控制系统由机械液压调速系统和电液控制系统并联构成，其中一套系统工作，另一套系统进行热跟踪备用，两系统之间可以进行无扰切换。作为前两类系统的过渡产品，电液并存控制系统配置复杂，操作难度大，现已被电液控制系统替代。

#### 1.3 控制系统基本原理及常用的专业名词术语

##### 1.3.1 控制系统基本原理

典型的转速控制系统由敏感元件、调节器、执行机构和调节对象（汽轮机转子）构成，其原理框图如图 4.11-1 所示。



图 4.11-1 转速控制系统原理框图

对于汽轮机转子，作用在其上的力矩平衡方程为

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_L - M_F \quad (4.11-1)$$

式中：\$J\$ 为汽轮发电机转子的转动惯量；\$\omega\$ 为汽轮发电机转子的角速度；\$t\$ 为时间；\$M\_T\$ 为汽轮机主动力矩；\$M\_L\$ 为负载阻力矩；\$M\_F\$ 为摩擦阻力矩。

由于摩擦阻力矩 \$M\_F\$ 相对于其他两种力矩较小，可忽略，而 \$M\_T\$ 和 \$M\_L\$ 与蒸汽压力 \$p\$、角速度 \$\omega\$ 及时间 \$t\$ 有关，因此有

$$M_T = M_T(p, \omega)$$

$$M_L = M_L(\omega, t)$$

按照泰勒级数将其展开，略去高阶项并无量纲简化后，得到汽轮发电机转子的运动方程为

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} + \beta\varphi = \rho - \psi(t)$$

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}$$

$$T_a = J \frac{\omega_0}{m_0}$$

$$\rho = \frac{\Delta p}{p_0}$$

式中：\$T\_a\$ 为转子时间常数；\$\varphi\$ 为相对转速，\$\omega\_0\$ 为额定角速度；\$M\_0\$ 为汽轮机额定力矩；\$\beta\$ 为转子自平衡系数；\$\rho\$ 为蒸汽



压力比;  $p_0$  为额定压力;  $\psi(t)$  为电功率变化相对量。

忽略压力变化, 转子方程简化为  $T_a \frac{d\varphi}{dt} + \beta\varphi = -\psi(t)$ 。

当加入转速反馈并考虑到实际系统(执行机构)的延迟和对象的容积延迟时, 经简化后系统的动态方程可表达为

$$T_M T_a \frac{d^2\varphi}{dt^2} + (T_M + T_a) \frac{d\varphi}{dt} + \left(\beta + \frac{1}{\delta}\right)\varphi = -\psi(t) \quad (4.11-2)$$

式中:  $\delta$  为转速不等率[定义见本章 1.3.2 中(1)];  $T_M$  为执行机构时间与容积时间之和。

由于自平衡系数  $\beta$  很小, 因此式(4.11-2)最终简化为

$$T_M T_a \frac{d^2\varphi}{dt^2} + (T_M + T_a) \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{\delta}\varphi = -\psi(t)$$

(1) 动态特性。当式(4.11-1)中三种力矩之和为零时, 机组处于稳定平衡状态。由于外界扰动的作用, 如负荷  $M_L$  发生变动时, 原有的平衡被打破, 转子运动偏离原来的稳态点, 转速发生变化, 该变化通过敏感元件反馈到调节器与设定值比较后, 调节器根据偏差大小输出信号使执行机构产生相应的动作, 调整蒸汽量(即改变  $M_T$ ), 以适应负荷的变化, 并在一个新的工况点达到平衡, 上述过程称之为动态。

由式(4.11-2)可知, 在甩全负荷  $\psi(t) = -1$  时, 典型的动态过程曲线, 即控制系统动态特性曲线如图 4.11-2 所示, 此即控制系统的动态特性, 其转速超调量、振荡次数和稳定时间为三大特征指标。

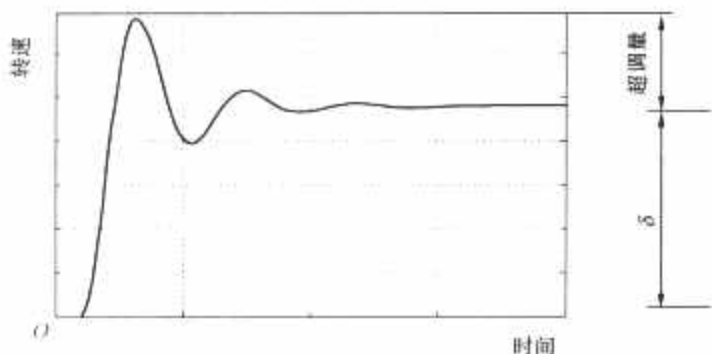


图 4.11-2 控制系统动态特性曲线(绝对量)

(2) 静态特性。在稳态, 式(4.11-2)表达为

$$\varphi = -\delta\psi(t) + \varphi_0 \quad (4.11-3)$$

式中:  $\varphi_0$  为空载转速相对值。

在扰动作用下, 系统经过调节达到新的平衡状态后, 被调量会产生相应的变化。也就是说, 一定的汽轮机功率  $P$  变化和一定的转速  $n$  变化相对应, 为有差系统。此即汽轮机控制系统的静特性, 其典型静态特性曲线如图 4.11-3 所示。

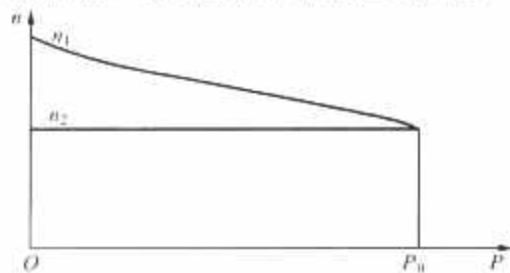


图 4.11-3 控制系统静特性曲线(绝对量)

### 1.3.2 名词术语

(1) 转速不等率  $\delta$  (%)。给定值不变, 在额定参数下, 机组由零功率至额定功率对应的转速变化, 以额定转速的百分率表示, 即

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_0} \times 100\%$$

式中:  $n_1$  为空载转速, r/min;  $n_2$  为满载转速, r/min;  $n_0$  为额定转速, r/min。

(2) 局部转速不等率  $\delta_j$  (%)。在某一给定功率点处, 小范围内的转速不等率可以用控制系统静态特性线上给定功率处的斜率来表示, 即

$$\delta_j = -\frac{dn}{dP} \times \frac{P_0}{n_0} \times 100\%$$

式中:  $P_0$  为额定功率, MW;  $P$  为给定功率, MW。

(3) 系统迟缓率  $\epsilon$  (%)。不会引起调节阀位置改变的稳态转速变化的总值, 以额定转速的百分率表示, 即

$$\epsilon = \frac{\Delta n}{n_0} \times 100\%$$

式中:  $\Delta n$  为在同一功率下的转速上下行最大偏差值。

(4) 抽汽压力不等率  $\delta_p$  (%)。可调整抽汽式汽轮机或背压式汽轮机, 抽汽压力(或背压)给定值不变, 其最大抽汽(或排汽)流量变化对应的抽汽压力或背压变化以额定压力的百分率表示, 有

$$\delta_p = \frac{p_1 - p_2}{p_0} \times 100\%$$

式中:  $p_0$  为抽汽点(或背压)的额定压力值, MPa;  $p_1 - p_2$  为压力变化。

(5) 抽汽压力迟缓率  $\epsilon_p$  (%)。可调整抽汽式汽轮机或背压式汽轮机, 不会引起调节阀位置改变的稳态抽汽压力(或背压)变化的总值以额定压力的百分率表示, 有

$$\epsilon_p = \frac{\Delta p}{p_0} \times 100\%$$

式中:  $\Delta p$  为不引起调节阀位置改变的稳态抽汽压力(背压)变化的总值。

(6) 一次调频。汽轮机控制系统根据网频的变化自动调节调节阀的开度, 改变汽轮机功率以适应负荷变化。由锅炉蓄能支持一次调频的能量, 以适应快速、小幅度的负荷变化。一次调频达到稳态时, 网频存在小范围的静差。

(7) 二次调频。由电网调度根据电网频率的偏差和电网的频率特性, 计算出电网负荷的余缺, 通过自动或人工方式, 控制电网中指定的调频机组加、减负荷进行调频, 直到将电网频率调至指定值。二次调频为慢速、大幅度控制过程, 通过锅炉控制系统或协调控制系统改变锅炉的燃料量, 以适应二次调频过程的能量需求。

## 2 汽轮机数字电液控制系统

### 2.1 数字电液控制系统的特点、组成和功能

随着计算机技术、控制技术和液压伺服技术的发展以及可靠性的提高, 电站汽轮机控制从机械液压调速系统、模拟电液调节系统逐步发展到了今天的数字电液控制系统(简称 DEH)。

DEH 数字电液控制系统中, D 代表电气控制系统, 其输入输出信号均为电信号, 它主要完成机组有关信号的采集、运算、分析处理和控制信号的输出; EH 代表由液压伺服系统等组成的液压控制系统, 它主要将电信号转换为液压控制信号, 完成能量或功率的传递和放大, 控制阀门的开度。

在 EH 液压控制系统中, 根据液压伺服系统所用的液压工作介质的不同, 又分为高压抗燃油系统和低压透平油系统。

#### 2.1.1 数字电液控制系统的特点

(1) 功能齐全。数字电液控制系统强大的在线试验功能

和以热应力计算为基础的自动启动功能使自动化水平大大提高；阀门管理等功能使系统的功能更加齐全；先进的超速保护控制功能使机组的安全可靠性得到保证。

(2) 性能佳。32 位芯片，32MHz 甚至更高的微处理器等电子元件的采用，再配合高压抗燃油系统，使数字电液控制系统动态响应、灵敏度、稳态精度得到大大的改善，调节性能优异。如转速控制精度达  $\pm 1\text{r/min}$ ；甩全负荷后转速迅速稳定，超调量小于 7%。

(3) 高可靠性。数字电液控制系统按照分散控制设计思想和冗余容错技术配置电气硬件。如主控制器（BRC、DPU、CP 等）采用冗余配置、电源 2N 冗余设计，阀门位置反馈信号（LVDT）采用双通道冗余技术，转速等重要信号采用三取二冗余，并由不同主控制器完成不同的控制功能等。

在软件设计上依靠系统软件支持，用逻辑组态软件编制可满足汽轮机各种运行控制要求、灵活严密的汽轮机控制应用软件，并通过软硬件仿真测试验证其可靠性、安全性和适用性。

可靠、冗余、先进的计算机两层通信网络和网络控制通讯技术保证了系统内部及外部信息交换的可靠、快速。

专用供油装置的集成化、伺服操纵机构的分散化、遮断保护系统的完善化等措施保证了数字电液控制系统的高可靠性。

(4) 接口能力强。数字电液控制系统可以和 CCS 协调控制系统、自动同期设备等配合，实现机炉的协调控制和机组的快速平稳并网。通过与 DCS 电厂分散控制系统等接口，实现整个电站的综合控制，提高电站的自动化率。

(5) 维护方便。以 CRT 显示为基础的友好人机界面及开放直观的应用软件，方便工程技术人员组态维护；专用供油装置集成化、伺服操纵机构分散化也便于工程技术人员维修更换。

### 2.1.2 数字电液控制系统的组成与工作原理

数字电液控制系统可分为电气控制和液压控制系统两大部分，其组成与工作原理详见本卷第 6 篇第 3 章内容。

### 2.1.3 数字电液控制系统的主要功能及技术指标

#### 2.1.3.1 主要功能

数字电液控制系统的功能分为汽轮机基本控制功能（BTC）、超速保护控制功能（OPC）、汽轮机自动控制功能（ATC）三大部分，分别由相应的控制站完成。

(1) 汽轮机基本控制功能（BTC）。汽轮机基本控制功能主要包括以下方面：

1) 启动前的控制（如远方自动挂闸、自动判断机组的热状态、启动方式选择、高压调节阀阀壳预暖等）。

2) 转速控制功能。

3) 与自动同期装置接口，实现快速同期并网。

4) 负荷控制和一次调频功能。

5) 阀门管理功能。

6) 与 CCS 接口实现协调控制。

7) 在线试验功能（如喷油试验、超速保护试验、阀门活动试验、遮断电磁阀试验、汽门严密性试验、假同期并网试验等）。

8) 快卸功能（RB）、主汽压力低保护（TPC）、负荷（阀位）限制。

9) 人机接口和数据处理功能（如运行参数的显示、记录、打印、诊断、报警和追忆；运行系统画面、运行参数的趋势图和运行指导）。

(2) 汽轮机自动控制功能（ATC）。自动控制功能是建立在应力计算及寿命管理基础上的 ATC 监测和 ATC 控制。

(3) 超速保护控制功能（OPC）。超速限制、超速保护、功率—负荷不平衡控制功能（PLU）等。

#### 2.1.3.2 技术指标

(1) 额定蒸汽参数下空转转速波动小于或等于  $\pm 1\text{r/min}$ 。

(2) 转速控制范围可达 3600r/min。

(3) 负荷控制精度小于或等于  $\pm 1\text{MW}$ 。

(4) 负荷控制范围为 0~额定负荷+10%。

(5) 控制系统不灵敏度小于或等于 0.06%（功率大于 150MW 的机组）。

(6) 转速不等率 3%~5% 可调。

(7) 甩额定负荷时，最大超速小于或等于 7%，可维持空转。

(8) 可靠性。计算机平均无故障时间（MTBF） $\geq 20\,000\text{h}$ ，系统 MTBF  $\geq 8000\text{h}$ ，控制系统可用率大于或等于 99.9%。

(9) 主汽阀、调节阀快关时间小于或等于 0.15s（无蒸汽）。

## 2.2 电气控制系统

### 2.2.1 组成

电气控制系统基本构成为硬件、软件和网络结构。

#### 2.2.1.1 硬件

硬件包括机柜、操作员站和工程师站。

(1) 机柜。在 DEH 控制机柜中，装有：

1) 由高性能的微处理器等电子元件组成的 DEH 冗余主控制器及冗余网络接口模板。

2) 智能的、具有自诊断和隔离功能，在线可带电插拔的 I/O 模板。

3) 专用的、具有较快采样及处理时间且功能完善的测速模板、伺服模板。

4) 系统电源等。

DEH 冗余主控制器通过冗余的双层网络向上与工程师站和操作员站进行信息交换，完成 DEH 的控制和维护；向下与 DEH 各类 I/O 模板相连完成现场信息的采集和控制指令的发出。DEH 主控制器也有采用三重冗余设计的方案。

(2) 操作员站。操作员站是操作人员对被控对象进行控制操作的工具和手段，由显示器、主机、网卡、鼠标等组成。操作员可通过彩色动态画面，进行过程的控制操作、参数监测。有的操作员站还兼有历史站等其他功能。

(3) 工程师站。工程师站以高性能 PC 机为基础，用图形组态的方式进行系统软件组态，并完成控制逻辑图、组态图的设计、调试、下载、链接、修改、监测及应用软件的维护等工作。

工程师站的配置和操作员站基本相同。

(4) 后备操作盘。后备操作盘可在冗余主控制器故障或操作员站死机的异常情况下，直接控制阀门的开、关。在实际运用中，由于冗余主控制器和操作员站的高可靠性，后备操作盘已不再配置。

#### 2.2.1.2 软件

控制系统的软件分系统（支撑）软件和应用软件两部分。

系统软件可分为三部分，即工程师站的组态软件、操作员站的监控软件、控制器的控制软件。这三部分软件分别运行于不同层次的硬件平台上，为用户提供一个软件开发平



台，用图形组态方式构成简捷的人机对话界面。

控制系统的应用软件是在系统软件支持下，在工程师工作站上，由专业工程师设计并输入，以完成系统配置组态、数据库生成组态、控制回路生成组态等工作。专业工程师不必使用计算机语言，而只使用图表或功能块图就能完成控制逻辑图的设计。

2.2.1.3 网络结构

一般 DEH 控制系统均采用两层冗余网络结构。第一层用于连接工程师站、操作员站和主控制器，以实现各设备之间的数据交换和资源共享；第二层连接主控制器和 I/O 模板，实现它们之间的数据传输。

2.2.2 电气控制系统配置

电气控制系统可参考用户的需求，选择国内外知名 DCS 厂商的产品，根据功能及其对 I/O 信号点裕量的要求，并按照系统结构应简单、实用、可靠、维护工作量小的设计原则进行配置。以 600MW 机组为例，电气控制系统 I/O 点约为 200~250 点。

2.3 液压伺服系统

2.3.1 液压伺服系统的优点

和机械、电动与气动等其他形式的伺服控制系统相比，液压伺服系统具有许多优点：

(1) 由于油液的可压缩性很小，因此液压伺服系统有极好的运动控制精度和稳定性。

(2) 系统中采用了高频响的伺服阀、比例阀等电液转换元件，可以很容易地实现变速、变向控制，整个过程快速、平稳、可靠，加之集成化、通用化的设计，可使系统紧凑、合理，有较高的性能价格比。

2.3.2 液压伺服系统的分类

2.3.2.1 高压抗燃油液压伺服系统

高压抗燃油液压伺服系统（简称 EH 系统）以三芳基磷酸酯抗燃液压油为工质，采用独立泵组供油，供油压力通常为 11~14MPa。它由供油系统、伺服执行机构和遮断保护装置三大部分组成。

(1) 供油系统。供油系统主要由 EH 供油装置、抗燃油再生装置、过滤器、蓄能器组件和抗燃油管路等构成，其主要功能是为系统提供稳定、清洁、符合要求的工作动力油。

EH 供油装置通常采用整体式结构，它包含油箱、高压油泵（两台变量柱塞泵）、安全溢流阀、冷却器、加热器、精密过滤器、循环油泵、油位报警指示器及必要的监测控制仪表等。

(2) 伺服执行机构。伺服执行机构接收 DEH 系统中电气控制装置发出的指令，转换为相应的液压信号，经油动机驱动各个阀门。伺服执行机构按其功能通常可分为连续型和开关型两种类型。

连续型执行机构可以将阀门控制在任意的中间位置上，能调节进汽量以适应机组不同工况的要求，其主要包含伺服油动机和弹簧操纵座等部分。

开关型执行机构可以将阀门控制在全开或全关位置上，阀门的实际位置可通过限位开关进行状态指示。开关型执行机构通常用于汽轮机主汽阀的控制，由油动机和弹簧操纵座等部件构成。

2.3.2.2 低压汽轮机油液压伺服系统

低压汽轮机油液压伺服系统以汽轮机油为工质，它与汽轮机润滑油系统共用供油系统，供油压力通常为 1.2~2.0MPa。

(1) 低压汽轮机油液压伺服系统的组成。典型的低压汽轮机油液压伺服系统由电液转换器、调节阀油动机、主汽阀油动机、保安装置及液压附件等组成。在低压汽轮机油液压伺服系统中最常用的电液转换器为高性能比例阀（如 DDV 阀）。

(2) 低压汽轮机油液压伺服系统的工作原理。DEH 发出的电气控制信号经 DDV 阀转换成相应的脉动油压信号，从而控制油动机活塞的移动。活塞位移由 LVDT 反馈并与阀位指令信号进行比较，当差值为零时，油动机就稳定在一个新的平衡工况。

2.3.2.3 高压抗燃油和低压汽轮机油液压伺服系统的特点比较

高压抗燃油和低压汽轮机油液压伺服系统的特点比较见表 4.11-1。

表 4.11-1 高压抗燃油和低压汽轮机油液压伺服系统的特点比较

比较项目	高压抗燃油液压伺服系统	低压汽轮机油液压伺服系统
防火性能	自燃点 560℃，抗燃性能好	自燃点 230℃
工作性能	压力 11~14MPa，相同尺寸下工作能力强	压力 1.2~2.0MPa，相同尺寸下工作能力低
动态响应	快	稍慢
油质维护	独立系统，易维护，但油质运行要求高	与润滑油共油源，应注意维护，运行要求稍低
系统结构	较复杂，成本高	较简单，成本低
适用范围	300MW 及以上大机组	200MW 及以下中、小机组

2.4 DEH 控制方式和汽轮机启动运行

汽轮机数字电液控制系统对汽轮机启动运行的全过程进行控制，使之经常处于安全、经济、可靠、稳定运行的良好状态。

2.4.1 DEH 控制方式

DEH 的控制方式有四种，与汽轮机启动、运行要求相适应。

(1) 汽轮机 ATC 自动控制。汽轮机自动控制是最高级的控制方式。DEH 根据汽轮机转子的热应力和运行参数，自动优化设置转速变化率和负荷变化率，实现寿命管理，自动完成机组由盘车至额定负荷的全过程控制。

对大型机组来说，高、中压转子的热应力计算是非常重要的。对高压转子，计算高压第一级后应力；对中压转子，计算再热蒸汽入口处的应力，在这两处，应力最大。高压转子应力计算如下。首先，根据主蒸汽流量、温度及修正蒸汽流量（由空负荷汽轮机转速计算得出）计算出第一级后的蒸汽温度，再根据第一级后蒸汽温度及传热系数，从转子表面到转子中心算出转子的温度场（温度分布），然后，根据转子表面温度、转子平均温度、转子中心温度计算得到转子表面和中心的温差、变形和应力。

中压转子的应力计算方法与高压转子类似，只不过蒸汽温度是通过直接测量得到的。

由于热应力有滞后效应，因此，根据蒸汽温度或压力的变化得到其预期值，使用预期值进行控制。当高压和中压转子应力被选作控制参数时，DEH 以应力水平不超限来选择合适的升速率或负荷率，从而以最快的速度、最安全的控制、最小的寿命损耗来启动和控制机组。



(2) 自动控制。自动控制为机组的基本控制方式。DEH可根据机组热状态,自动设定冷态、温态、热态和极热态四种启动曲线,也可由操作员根据当时的热状态设定目标值、速率和负荷率,然后自动完成机组启动、升速、带负荷的全过程。在自动控制方式下可进行人为干预。

(3) 手动控制。手动控制为机组低级控制方式。运行人员手动设定所需负荷设定量。控制系统具有自动一次调频的能力。

(4) 后备控制(选择)。当转速控制回路故障,必须退出运行时,运行人员可手动操作伺服模板直接控制电液伺服阀,逐渐降低功率,直至停机。

在汽轮机升速控制阶段,采用后备控制方式。

#### 2.4.2 汽轮机几种主要启动运行方式在 DEH 中的实现

(1) 高、中压缸联合启动、高压缸启动和中压缸启动。高、中压缸联合启动是一种传统的启动方式。启动时,DEH同时控制高、中压调节阀,蒸汽同时进入高压缸和中压缸冲转转子,控制汽轮机升速、并网、升负荷。

高压缸启动。此时全开中压调节阀,控制高压调节阀进汽,使汽轮机升速、并网、升负荷。

中压缸启动是一种可以较快地提高中压缸的缸温,缩短机组启动时间的启动方式。它与高、低压旁路系统是否完善、自动化程度如何密切相关,它还要求机组具有高压缸倒暖系统。启动时 DEH 发出指令使高压调节阀关闭(或微开),抽真空系统处于工作状态,DEH 控制中压调节阀开度,蒸汽从中压调节阀进入汽轮机冲转,控制汽轮机升速、并网、升负荷。当低压旁路全关后,则可进行阀切换。DEH 控制高压调节阀以单阀方式逐渐开启,中压调节阀逐步关闭,当达到高压调节阀的开度为中压调节阀的 1/3 时,阀切换结束。

(2) 阀门管理。阀门管理指如何按启动运行要求,合理调节汽轮机高、中压调节阀的开度,使汽轮机启动的均热性和正常运行时的经济性高度统一起来,也可以改善其他运行工况。

阀门管理最主要的功能是实现节流调节和喷嘴调节的在线任意无扰切换。DEH 在机组启动或变负荷过程中,采用节流调节(单阀调节),使高压调节阀同步动作,均匀进汽以改善转子、汽缸热应力;在汽轮机启动结束后的正常运行过程中,DEH 通过喷嘴调节(顺序阀调节)按一定顺序动作高压调节阀,进行蒸汽流量控制以减少机组的节流损失,提高机组运行的经济性;DEH 通过进行阀门线性修正,以求得到连续、线性的升程流量特性,提高机组运行的稳定性和经济性。

主汽门启动方式,以及为适应低负荷运行工况调整高/中压阀门的开度比等,也是阀门管理功能的一种扩展。

(3) 汽轮机超速控制和保护。控制汽轮机转速,防止超速是 DEH 保证机组安全、稳定运行的重要任务,对高参数、大容量机组的超速控制和保护尤显重要。

1) 103%超速控制。在机组正常运行中,除对汽轮机进行超速试验时转速需超过 103% 外,其他任何时候均不允许超过 103%。DEH 设置 103% 超速控制的功能,机组转速一旦超过 103%,DEH 则迅速关闭高、中压调节阀,抑制转速飞升,避免汽轮机跳闸;待转速稳定后,高、中压调节阀恢复由伺服阀控制,机组维持在 3000r/min 稳定运行。

2) 油开关断开甩负荷超速控制。当汽轮机负荷大于 15% 额定负荷、发电机出口油开关跳闸甩负荷时,DEH 迅速动作超速限制电磁阀,关闭高、中压调节阀,负荷给定自

动置零,系统切换为转速调节,目标转速为 3000r/min。超速限制电磁阀延时恢复后,高、中压调节阀恢复由伺服阀控制,维持机组在额定转速 3000r/min 下稳定运行。

3) 加速度控制。当机组转子加速度等于或大于设定值时,超速限制电磁阀动作,迅速关闭中压调节阀(或高、中压调节阀)。超速限制电磁阀延时恢复后,高、中压调节阀恢复由伺服阀控制,维持机组在额定转速 3000r/min 下稳定运行。加速度设定值应根据机组转子转动惯量和甩负荷相对值确定。

4) 功率负荷不平衡控制。当电网故障时,汽轮机机械功率与发电机有功功率不平衡会导致汽轮机超速。DEH 检测到这一不平衡情况时,会迅速关闭中压调节阀,抑制汽轮机超速,维持空转运行,等待电网恢复重新接带负荷。

5) 110% (或 112%) 超速保护。当汽轮机转速超过设定值(110% 或 112% 额定转速)时,DEH 发出超速保护动作指令,关闭所有主汽阀和调节阀使汽轮机跳闸停机,以保证汽轮机的安全。

(4) FCB 快关控制。在输电线路发生短路等故障时,机组与电网解列,用户要求 DCS 系统应迅速降低锅炉的给水量、燃烧量和送风量,DEH 也应迅速回到空负荷(或带厂用电)工况,使机组稳定维持厂用电运行,以处理故障。上述功能总称为 FCB 快关控制。

(5) 孤立小电网运行的控制。孤立小电网运行的控制是指,当大电网出现故障,造成机组与电网解列时,在孤立小电网和带厂用电情况下的汽轮机稳定运行的控制。由于小网和厂用电系统容量小,系统的稳定性弱,因此采用恰当方法调节小网频率对小网运行至关重要。在 DEH 系统中通过切除功率调节控制,采用完善的超速保护控制功能、功率负荷不平衡控制功能、一次调频、二次调频等控制手段来保证小网的稳定运行。

### 2.5 DEH 与 DCS 一体化设计

近年来,随着电厂 DCS 分散控制系统功能的扩展与快速性的提高,为了简化电厂控制系统,充分共享信息和提高资源的利用率,方便电厂管理、维护和人员培训,电厂 DCS 和 DEH 一体化的需求与日俱增。

DEH 与 DCS 一体化设计是指在同一软硬件平台上完成 DEH 的系统设计和各项控制功能。DEH 作为一个重要的控制站(节点)挂在 DCS 整个控制系统中,可由系统中任意的人机接口——操作员站、工程师站来完成对汽轮机的控制、监测和维护等工作。

应当强调的是,由于 DEH 在电站控制中的重要度和它对控制速度、精度、安全的要求,从其本身设计特点出发,决定了 DEH 又不能简单的“一体化”。

DEH 与 DCS 在网络、系统软件组态、用户操作维护等方面实现一体化的同时,更应重视硬件能否满足 DEH 控制要求,完成 DEH 各项功能,保证机组安全运行。在具体实施过程中应选择可靠性好、技术指标高的主控制器、模板甚至系统。一般而言,DEH 和 DCS 的一体化比通用的 DCS 硬件有更好的精度和对信号更高的处理速度。

## 3 汽轮机安全监测系统

### 3.1 汽轮机安全监测系统及其发展

#### 3.1.1 汽轮机安全监测系统的作用

汽轮机的安全监测系统 TSI 能为大型机组的安全经济

运行提供可靠的保证。

TSI系统能连续地监测汽轮机的各种重要参数,例如:可对转速、超速、偏心、轴振、盖(瓦)振、轴位移、胀差、热膨胀等参数进行监测,帮助运行人员判明机器故障,在引起损坏前能及时遮断汽轮机,保证机组安全。另外,TSI还提供了动平衡和在线诊断数据,维修人员可通过轴系故障诊断系统存储的数据,分析可能的机器故障,提出机器状态检修方案,使机器维修更有计划性和针对性。

### 3.1.2 轴系故障诊断系统的主要功能

(1) 振动监测。采用工业组态方式,在线编辑所要监测的数据(如幅值及其变化率、特征频率幅值及其变化率等)以及表现形式(如示意图、棒图、数字和曲线等)。

(2) 信号分析。信号分析主要包括:

1) 时域分析。波形、幅值、轴心轨迹、轴心平均位置、轴系运动仿真。

2) 频域分析。频谱、相位、瀑布图。

3) 变速过程。伯德图、极坐标图、级联图。

4) 趋势分析。可分析任一个或多个参量相对某个参量的变化趋势。

(3) 故障诊断。轴系故障诊断主要包括以下方面:

1) 专家系统。采用基于规则、模型和案例相结合的推理模式,运用正反向混合推理策略,根据自动获取的故障征兆,对机组故障进行自动诊断。可以诊断常见的不平衡、不对中、叶片脱落、油膜振荡、汽流激振、摩擦、半速涡动和瓦盖松动等故障。

2) 信息库管理。建立适用于不同类型机组的故障诊断信息库,在系统的应用过程中,根据经验积累,可以很方便地对信息库进行插入、删除、修改等操作,保证信息库的正确性和完整性。

此外,还具有动平衡计算、事故追忆、事件列表、状态报告、在线帮助、图形和报表打印等功能。

利用轴系故障诊断系统还可建立远程振动分析中心,及时监测机组信息,通过有经验的专家对信号的分析,能够早期发现故障,及时采取预防措施,避免或减少事故的发生,也为汽轮机状态检修方案的进一步实施奠定了基础。

## 3.2 汽轮机轴系各参数监测

### 3.2.1 轴向位移监测

汽轮机轴向位移监测用来监测大轴串动。根据API 670—2000《Machinery Protection Systems》标准要求,轴向位移监测装置由两套电涡流探头、前置器及位移监测器组成。

两个涡流探头同时测量转子的轴向位移。探头与被测法兰的间隙表示轴向位移,前置器把间隙变成成正比的直流电压值,监测器板件接受此电压值后,经过计算处理,显示出位移值。为避免误报警,停机逻辑输出为“与”逻辑。一般情况下,被测面可以是轴上的推力盘或与轴为一个整体的另一平面。

### 3.2.2 胀差监测

汽轮机的汽缸和转子在启动、停机或变工况时,都会由于温度变化而产生不同程度的热膨胀。它们相对于推力轴承(相对死点)的膨胀差为胀差。转子膨胀大于汽缸膨胀即为正胀差,反之为负胀差。

胀差监测装置由传感器、前置器和监测器三部分组成。

(1) 高中压胀差监测。按照传感器的安装应远离推力轴承的原则,600MW机组高中压胀差的涡流传感器设置在前

轴承箱中,监测某一轴环(法兰)与该探头之间的距离。

(2) 低压胀差监测。600MW汽轮机低压胀差的测量范围较大,已超过单个探头的线性范围,故采用补偿式测量方式。具体是在低压B缸后轴承箱中一个轴环(法兰)的两侧各安装一个涡流探头。汽缸与转子在热膨胀过程中,当被测法兰移动超出第一个探头测量范围时,紧接着就由监测器中的微处理器选择进入第二个探头的监测量程。这样就可将胀差的测量范围扩大1倍。

### 3.2.3 汽缸热膨胀监测

左右两块缸胀监测仪表指示的汽缸受热膨胀变化数值叫汽缸的绝对膨胀。

把监视仪的铁芯与汽缸连接,当膨胀时,铁芯运动,产生比例的电信号,输入测量板件进行线性处理,显示并输出与位移相应的4~20mA信号。

### 3.2.4 转速监测

(1) 转速及零转速测量。转速和零转速分别由两只装于前箱正对齿盘的传感器、前置器和监测器组成。当机器旋转时,齿盘的齿顶和齿底经过探头,探头周期性输出信号,即脉冲信号,监测器接收此脉冲信号进行计算、显示,并与转速、零转速设定值比较后,驱动继电器输出。零转速作为盘车的控制信号;转速可作为指示,也可作为超速时的停机信号。

(2) 超速保护。超速保护应具有快速响应和错误冗余表决逻辑,因此应采用独立的“三取二”冗余方式配置。

### 3.2.5 振动监测

振动测量分轴振和盖振两类。

(1) 轴振动监测。在每个轴承处装两个成90°的涡流传感器,机组运行中,当传感器端部与转子表面间隙变化时,传感器输出一交流信号给监测器,监测器计算出间隙变化(即振动峰—峰值)。评定轴振的标准为VDI2059《水力机组轴振动测量及评价规范》和ISO7919/1—1986《旋转机械转轴径向振动的测量和评定》。

(2) 轴承振动(盖振或瓦振)监测。大轴振动可以传递到轴承壳上,利用速度传感器或加速度传感器测量机壳相对于自由空间的运动速度,监测器把从传感器来的速度信号进行检波和积分,变成位移值,并计算出相应的峰—峰值。评定标准为VDI2059和ISO7919/1—1986。

### 3.2.6 偏心监测

转子的偏心位置也叫做轴的径向位置(在低转速时为弯曲),它是指转子中心在轴承中的径向平均位置。偏心监测器接受两个涡流传感器的输入信号,一个用于偏心的测量,另一个用于键相的测量。键相信号也可以用来指示振动的相位。

## 3.3 汽轮机TSI安全监测仪表的组成

TSI监测仪表由装在机柜中的监测器和装在现场的传感器组成。

(1) 监测器。目前,汽轮机配套的TSI监测器既有进口也有国产。例如:德国EPRO公司MMS6000系统;美国本特利公司BN3500系统;瑞士VIBRO-METER公司VM600系统;德国申克公司VIBROCONTROL-4000系统;东方汽轮机厂DF2000系统和哈尔滨汽轮机厂的相关产品等。另外,ABB公司DCS的CMM监测器也能构成一体化的监测。这些系统在国内火力发电厂都有很好的应用。

(2) 传感器。传感器是将机械振动量、位移、转速转换为电量的机电转换装置。根据传感器的性能和测试对象的要



求,利用电涡流传感器,可对汽轮机组的转速、偏心、轴位移、轴振动、胀差进行测量;利用速度传感器,可对盖振进行测量;利用线性可变差动变压器(LVDT)可对热膨胀进行测量。另外,还可利用差动式磁感应传感器或磁阻传感器来测量机组的转速。

电涡流传感器由探头、延伸电缆、前置器三部分组成。

## 4 汽轮机保护系统

汽轮机保护系统包括液压遮断保护系统和电气危急遮断系统(简称 ETS)。

### 4.1 液压遮断保护系统

液压遮断保护系统接受各系统(如 ETS、机械遮断、DEH 等)发出的遮断指令,并转换成液压遮断信号,使系统安全油泄压,从而驱动油动机迅速关闭各汽阀,遮断机组进汽,以确保机组安全。EH 系统中的遮断保护装置主要包括 HPT 高压主遮断模块、OPC 超速限制模块、遮断接口阀、遮断状态组件等。

高压主遮断模块 HPT 由四组电磁先导控制卸荷阀经串、并联组合而成,这种组合方式最大限度地提高了系统的可靠性,任意一只电磁阀(卸荷阀)损坏均不会影响系统的安全。正常工作多采用励磁关闭方式,封闭高压安全油的排油通道,从而建立起各油动机上的安全油压,使油动机处于可控工作状态;当电磁阀失磁、卸荷阀开启时,高压安全油的排油导通,安全油失压,导致所有油动机迅速动作,关闭阀门遮断机组进汽。

超速限制模块 OPC 通常由两组电磁先导控制卸荷阀并联而成,其功能是控制调节阀油动机的安全控制油,正常运行时不带电,卸荷阀处于常闭状态;当接到 DEH 系统发出的 OPC 动作指令时,电磁阀带电励磁,开启卸荷阀,控制油动机快速关闭,切断机组进汽。OPC 超速限制模块通常与高压主遮断模块集成在一起,并通过单向阀与主遮断模块相连,当主遮断电磁阀动作时,可直接通过单向阀使调节阀油动机的安全控制油失压,遮断机组进汽。

遮断接口阀从汽轮机转子(前轴承箱)和液压遮断系统接受机组超速的机械遮断信号,从而控制高压安全油的排油。汽轮机的转子上通常安装有机械式超速保护危急遮断器(飞环式或飞锤式),当机组转速超过 110%~113%的额定转速时,飞环或飞锤在离心力的作用下飞出,击打撑钩或杠杆,形成机械遮断信号。该信号一般可通过两种方式传递给液压伺服系统。一种是经危急遮断装置和机械连杆机构,直接控制与连杆相连的机械遮断阀;另一种是经危急遮断杠杆、危急遮断滑阀,先转化为低压安全油遮断信号,再传递给由低压安全油压控制的接口阀。

遮断状态组件由三只压力开关(三取二)组合而成,其作用是检测机组高压安全油的状况,从而判断机组所处的工作状态(挂闸或遮断)。

另外,在液压遮断保护系统中还有一些辅助设备,如用于自动挂闸、运行中的试验等程序控制装置,在此不再详述。

目前,大机组的机械超速遮断(危急遮断器)有逐步取消的趋势,仅采用电气超速遮断。

### 4.2 汽轮机危急遮断系统 ETS

ETS 装置接受来自 TSI、汽轮机及其他系统来的报警或停机信号,进行逻辑处理,输出报警信号或汽轮机遮断信号,启动关断回路,快速关闭进汽阀(各主汽阀、调节阀),对汽轮机进行保护。

目前,ETS 大多通过可编程控制器 PLC 实现。

#### 4.2.1 ETS 装置的特点

为了提高 ETS 装置的可靠性、安全性,一般采用双 PLC 结构。双 PLC 同时工作,任一动作均可输出报警、停机信号。当任一台发生故障时,PLC 发出本机故障报警信号机,并自动切断其停和报警逻辑输出,而另外一台仍能正常工作。该装置能与其他系统通信,满足电厂自动化需求。目前,对于一些特殊要求的电站,如核电站、舰船用汽轮机等,可配置三冗余的 ETS 保护系统。

ETS 装置应配置双路可切换电源,在某一电源出现故障时,装置自动切换到另一电源继续工作,如果主副电源同时故障,则输出一交流电源失电报警信号。

ETS 装置应具有在线通道试验、在线自诊断和在线维护的能力。

#### 4.2.2 硬件性能

控制电源:交流 220V,单相 50Hz。

输入响应时间:约 10ms。

输出响应时间:约 10ms。

系统 MTBF 大于 10 000h。

可用率大于或等于 99.99%。

### 4.3 某 600MW 机组 ETS 典型停机项目

当发生下列任一情况时,PLC 将送出停机信号,汽轮机打闸停机。

- (1) 主控室手动停机按钮。
- (2) 超速。
- (3) 润滑油压低。
- (4) 抗燃油压低。
- (5) 排汽真空度低。
- (6) 轴向位移过大。
- (7) 锅炉主燃料跳闸、发电机跳闸。
- (8) 轴振过大。
- (9) 高中压或低压胀差过大。
- (10) DEH 三取二备用超速动作。
- (11) EH 控制系统故障。
- (12) 轴瓦温度高。
- (13) 低压缸排汽温度高。
- (14) 旁路系统故障。
- (15) 主汽阀入口蒸汽温度过低,发电机定子冷却水出口压力过低。
- (16) 高压排汽口金属温度过高。



## 第12章 汽轮机辅助系统

### 1 汽轮机油系统及装置

汽轮机油系统为汽轮发电机组启动、运行、停机提供相应的压力油源，是保证汽轮发电机组安全和无事故运行的关键系统。机组在运行中即使是短暂的中断供油，也会造成严重的设备事故，油系统的漏油也易引起失火。

汽轮机油系统包括润滑油系统、顶轴油系统、氢冷发电机的密封油系统、液压油系统和保安油系统。随着技术的发展，大型汽轮机数字电液调速系统大多采用独立的高压抗燃油系统。

汽轮机油系统的主要作用是供给汽轮发电机组各轴承的润滑和冷却用油，为主油泵、轴承、盘车装置及联轴器提供用油，为发电机氢密封空侧提供密封用油，为保安部套提供压力油和安全油，以及为顶轴油装置提供油源。

汽轮机油系统有供油母管和回油母管，各个轴承采用节流孔板的方式从供油母管取油，具备控制分配、合理使用、保证调整能力，以达到安全可靠地有效用油。各轴承进口孔板前的油压有  $0.08 \sim 0.12 \text{ MPa}$ （表压）及  $0.176 \text{ MPa}$ （表压）两个等级。油温应满足各种不同轴承的设计要求。油系统的清洁度在机组投运前应达到制造厂提出的要求和标准。

#### 1.1 汽轮机油系统的供油方式

汽轮机油系统一般有以下三种供油方式：主油泵—射油器，主油泵—油轮泵以及电动主油泵直接供油等。

##### 1.1.1 主油泵—射油器供油方式

该供油方式有单台配置（一个射油器）和双台配置（两个射油器）两种方式。同时，又有主油泵供调节保安用油和主油泵不供调节保安用油两种方式，系统原理见图 4.12-1 和图 4.12-2。

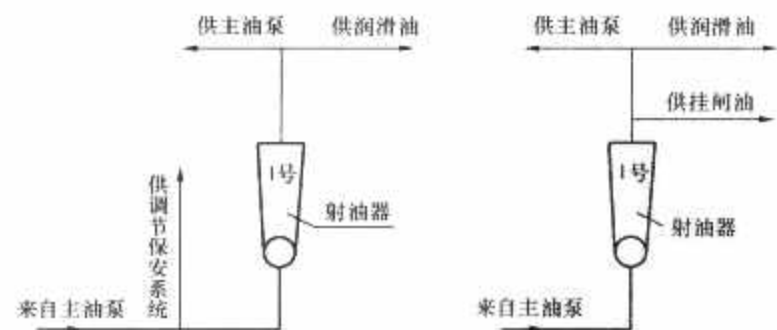


图 4.12-1 单射油器系统  
（供调节系统压力油）

图 4.12-2 单射油器系统  
（不供调节系统压力油）

主油泵射油器供油系统成熟可靠，但效率偏低，已在大、中型机组中广泛应用。

##### 1.1.2 主油泵—油轮泵供油方式

正常运行时，汽轮机主轴直接驱动主油泵，主油泵出口压力油进入油轮泵，压力油油压下降驱动油轮泵旋转，带动增压油泵工作，增压油泵从主油箱内吸油，升压后供主油泵进口吸入油。油轮泵排油（乏油）经冷油器后供润滑油（见图 4.12-3），也可以用增压油泵供油和油轮泵排油联合供油（见图 4.12-4）。

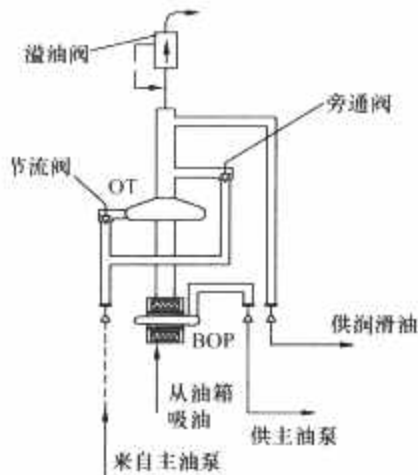


图 4.12-3 单独供油系统  
OT—油轮泵；BOP—增压泵

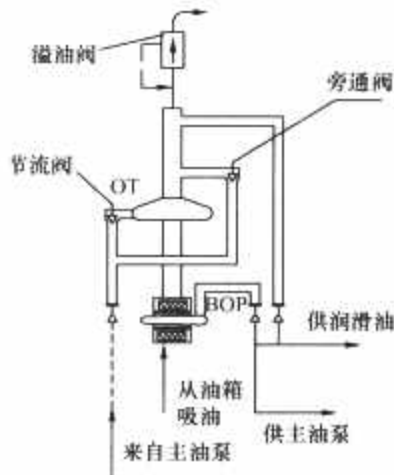


图 4.12-4 联合供油系统  
OT—油轮泵；BOP—增压泵

为了满足系统油压的需要，一般需要对油轮泵进行现场调整，油轮泵上设有三个阀门——节流阀、旁通阀、溢流阀，各阀的主要作用分别为：节流阀调整增压油泵的运行点；旁通阀补偿润滑油母管油压；溢流阀调整母管油压。

油轮泵供油系统的可靠性和效率高，在大、中型机组中已得到越来越广泛的应用。

##### 1.1.3 电动主油泵供油方式

该供油方式常见于变转速工作的小功率汽轮机中，目前大功率汽轮机中也开始应用。主油泵不采用汽轮机组主轴驱动，而是由电动机直接驱动，它布置在集装油箱里。采用这种供油方式时，一般设有三个油泵。两台互为备用的电动主油泵和一台直流事故油泵，而其他的设备，如切换阀、冷油器与上述两供油系统相同。正常工作时，电动主油泵的出口油经过一个压力调节阀后供润滑油，同时在系统中应有保护手段，以保证油泵切换时油压的稳定性。

#### 1.2 不同供油方式效率的比较

（1）射油器的效率。射油器是一种安全可靠的喷射式泵，为了保证射油器设计的可靠性，制造厂采用试验特性线进行设计计算，通过试验台试验完成复核、校正。

射油器的效率一般不超过 20%。

（2）油轮泵的效率。油轮泵是由油轮机和增压油泵组成。增压油泵根据设计流量、压力选型，是成熟的液力机械，一般效率  $\eta_{\text{BOP}} > 50\%$ ；油轮机属水轮机型液力机械，其效率  $\eta_{\text{OT}} > 50\%$ ，因此，油轮泵的效率  $\eta = \eta_{\text{BOP}} \eta_{\text{OT}} > 30\%$ 。

油轮泵的效率一般为射油器效率的 1.5 倍或者更大，其可靠性与泵类机械基本相同，而噪声和振动优于射油器。

##### 1.3 汽轮机油系统设备简介

为了说明系统设备的配置，可选择具有代表性的供油系统，该系统的供油元件为主油泵—射油器，它较为全面地反映了汽轮发电机组的各种需求以及往返流程，见图 4.12-5。

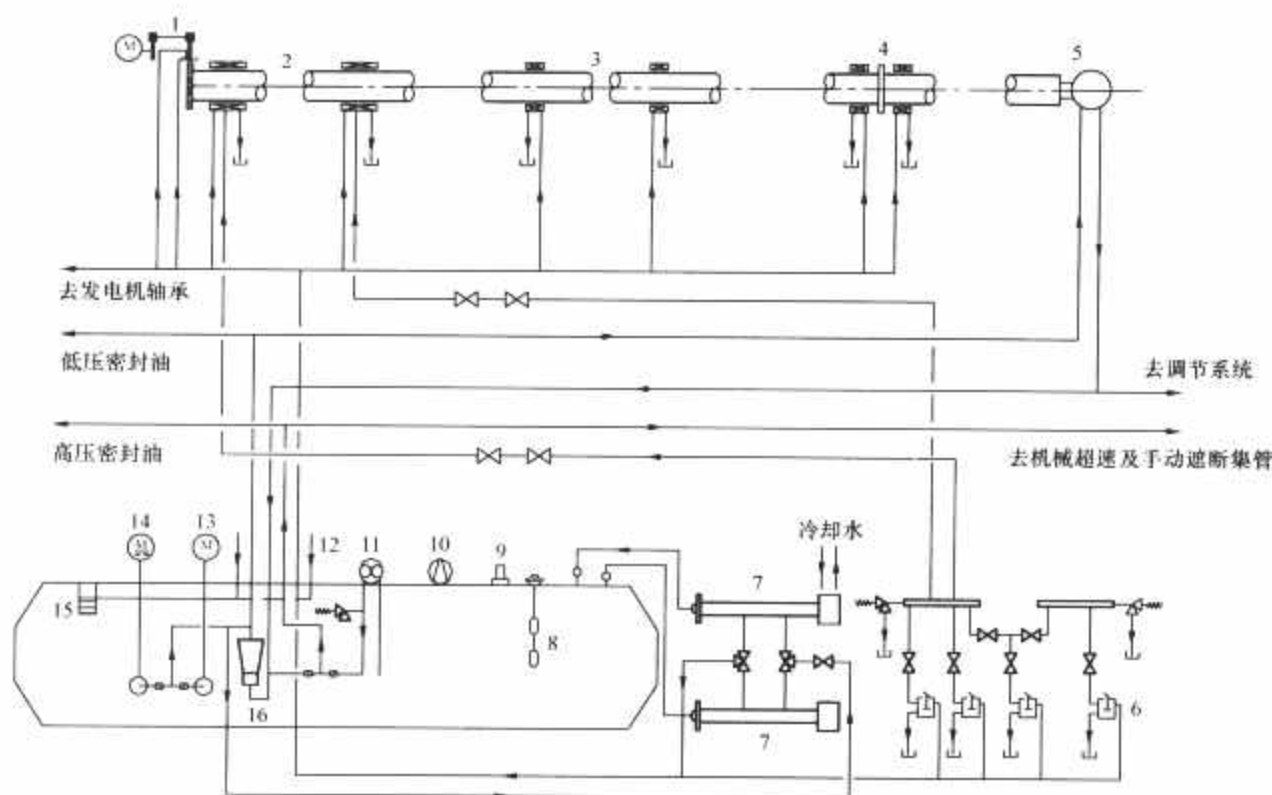


图 4.12-5 汽轮机油系统

1—盘车装置；2—低压缸轴承；3—高中压缸轴承；4—推力轴承；5—主油泵；6—顶轴油泵；7—冷油器；  
8—液位开关；9—除雾器；10—除雾风机；11—氢密封备用泵；12—回油套管；13—交流辅助油泵；  
14—直流辅助油泵；15—回油滤网；16—射油器

### 1.3.1 电动辅助油泵

汽轮机油系统要为机组启动、停机及失厂用电时提供润滑油，则需设置交流润滑油泵和直流事故油泵。由于汽轮机油系统的供油元件不同，有的供油系统还设有高压辅助油泵或主油泵入口供油泵。

(1) 交流润滑油泵。该油泵的主要作用是供汽轮机组盘车油；汽轮机润滑油压低时补充提供润滑油；当调速液压油系统独立时，在机组启动时向盘车装置和轴承提供润滑油。

(2) 直流事故油泵。当系统发生事故或失去厂用电，从而使润滑油压降低到最低限值时，直流事故油泵投入运行以保证机组安全停机。

(3) 高压辅助油泵。该油泵的主要作用是当机组启动或者主油泵事故时，代替主油泵提供工作油。

(4) 主油泵进口供油泵。该油泵的主要作用当机组启动时向主油泵提供油源。

### 1.3.2 主油箱

现代大功率机组中主油箱基本上都采用集装油箱。采用集装油箱可缩小供油系统的占地空间，减少向系统外漏油的可能性，提高系统的安全性，同时，布置方便、安装简单在集装油箱上一般集成了电动辅助油泵、汽轮机油系统的主供油部件射油器或油轮泵（BOP+OT）、滤网、电加热器、油烟分离器、排油烟风机、油位指示器等，同时还可集成切换阀、氢密封油泵、低润滑油压遮断装置等设备。有的机组还集成有冷油器、双联过滤器等有关部套。

集装油箱不仅是系统装油的容器，而且还具有沉淀杂质、分离油烟气体和水分的功能。油箱的存油容量一般是按每小时内油系统的循环油量进入油箱进行循环的倍率  $K$ （一般取值为 8~12）来衡量，同时油箱的存油容量还应考虑当机组失去厂用电时，润滑油系统得不到冷却的情况下，满足整个机组安全惰走停机而不烧瓦。

### 1.3.3 冷油器

润滑轴承的润滑油吸收了轴承摩擦耗功所产生的热量后油温上升。为使进入轴承的油温一直保持在规定的 40~

50℃ 范围内，必须在油系统中设置冷油器，以不断带走润滑油所吸收到的热量。

冷油器的设计必须满足如下基本要求：在最恶劣的工作条件下（即夏季最高冷却水温）仍能把润滑油冷却到规定的油温范围之内；如采用凝汽器循环水总管的自然水，冷油器冷却系统的水阻应小于凝汽器的水阻。

冷油器的材质一般根据冷却水的水质情况来决定，冷却水管的材质一般有铜、不锈钢、钛三种。

冷油器按结构形式可分为两类，即板式冷油器和管式冷油器。对于板式冷油器，其特点是传热系数高、结构紧凑、价格较高；而管式冷油器，其特点是结构简单、易于拆卸、布置方式灵活等。

根据内部的换热管形式不同，冷油器可为分光管式、低螺纹管式和翅片管式。在这三种管式冷油器中，光管式结构最简单，其余两种制造成本较高，对循环水水质要求也较高，但它们的优势是在同样的外形尺寸下可以具有更大的换热面积。

考虑到系统的完善性，一般每台机组都配置两台 100% 容量的冷油器，一台运行，一台备用，两台冷油器之间用切换阀连接。

### 1.3.4 切换阀

切换阀一般为筒状板式结构，其作用是在两台冷油器并联时，可使两台冷油器相互切换运行。润滑油从切换阀下部入口进入，经冷油器冷却后，由切换阀上部出口进入轴承润滑油供油母管，阀芯所处的位置决定了相应冷油器的投入状况。

根据现场布置情况，切换阀有布置在油箱内部的，也有布置在油箱外部的。

### 1.3.5 顶轴油装置

大功率汽轮发电机组的轴承或部分重载轴承设有静压轴承，顶轴油装置为轴承提供高压油。当机组轴系在盘车或低速转动时，顶轴油泵从汽轮机油系统吸油，其出口高压油进入轴承，建立静压油膜，浮起转子，从而起到减少摩擦、防



止低速碾瓦、降低盘车启动力矩的作用。

顶轴油装置一般按静压轴承所需的压力、流量,选配顶轴油泵、电动机、管路及相应的附件构成装置。

顶轴油装置有分散单元制及母管供油制两种配置方式。分散单元制为每个轴承配备一套顶轴油装置;母管供油制中各轴承共用一套顶轴油泵,与电动机、管路及相应附件集成组合装置,高压油通过母管经由各支管的调节阀、单向阀进入轴承。单向阀与轴承间装有压力表,用以监测轴承工作时的油膜压力。目前,大功率汽轮发电机组中大多都采用母管供油制。

### 1.3.6 套装油管路

大型汽轮机一般采用套装油管路,即压力供油管套装在回油管内。该套装方式是将输送压力油和轴承供油的若干根小管道套在一根大口径的回油总管内,大小管道之间的通道作为回油管道,这样既能防止高压油漏入汽机房,又能使管道相对集中,减少管道所占空间,结构紧凑、便于布置。套管内的回油为半管流动,管内上半部为油烟通道,由装于油箱上的排油烟风机抽吸出油烟并排向大气。回油管向回油方向的倾斜度为3:100。回油管的重量由固定在汽轮机基础侧的支吊架承受。

### 1.3.7 油净化装置

汽轮机油系统在机组运行过程中会因混入汽、水和其他杂质而使油质逐渐变坏,对机组轴承和调节保安系统的工作产生不良影响,从而影响到机组的安全运行。因此,在系统中必须设置一个与供油系统并联运行的油净化装置,以便能连续不断地从对油箱中抽出一部分工作油进行过滤和净化处理,然后再送回油箱。以达到提高油质,确保机组安全运行和延长汽轮机用油的寿命及降低发电成本的目的。

油净化装置有真空加热式、高速离心式、聚结分离式三大类。高速离心式是通过油液的高速旋转,油液中的颗粒污染物与水分产生离心力克服油液的黏滞力而甩出,从而使水从油液中脱出,对于乳化水、溶解水和较细的颗粒污染物,该类装置效果不理想;真空加热式是利用道尔顿分压原理,根据油液和水分蒸发度不同,先将油液加热,使油液中所含有的水分在容器中建立起的高度真空状态下汽化、分离并排除;聚结分离式是应用物理化学的方法,通过过滤材料的亲水性,将油液中的微小水珠聚结成大的水珠而脱落,油液随后通过分离材料,该材料具有增长性,只让油液通过,而不让水分通过,因此可将油液中的水分分离出来。

油净化装置的主要技术指标有:

- (1) 出口油中含水量小于0.05%。
- (2) 对5~30 $\mu\text{m}$ 的杂质,过滤精度为94%~98%。
- (3) 推荐每小时净化的油量为油箱存油量的10%~20%。

## 1.4 汽轮机油系统的清洁度和冲洗

### 1.4.1 汽轮机油系统的清洁度要求

汽轮机油系统及其部件的设计和制造应符合JB/T 4058—1999《汽轮机清洁度》中的相关要求。

### 1.4.2 汽轮机投运前油系统的冲洗

汽轮机的冲洗用油应是汽轮机制造厂规定的工作油,冲洗油量必须保证油泵循环良好,冲洗油压不得超过系统额定压力的10%。

油冲洗时应增大冲洗油的流量,所有阀门均处于最大开度,并拆除一切不必要的限制油量的部件,如节流孔板、过滤器、滤芯等,而用临时短管连接起来。

油冲洗的常用方法有高速循环热油法、油温变化法、振动或锤击管道法、注空气法等。每种方法都有自己的优缺点,在特定场合,一些方法更有效,完整的冲洗程序通常是几种方法的综合运用。

## 1.5 汽轮机油的油质要求

在汽轮机油系统中,由于油质的好坏直接影响汽轮机的安全运行,因此,电厂必须使用汽轮机制造厂规定的油,一般情况下不允许代用。所使用的油应符合汽轮机油的质量标准GB 11120—1989《L-TSA 汽轮机油》。好的润滑油应具有以下品质:

- (1) 优异的抗氧化安定性及热稳定性。
- (2) 优良的黏温性和适当的黏度。
- (3) 优良的低温操作性能。
- (4) 优异的抗乳化性能。
- (5) 优良的抗泡沫性能。
- (6) 优良的防锈性和防腐性。
- (7) 优良的空气释放性能。

## 2 汽轮机汽封系统

汽轮机的汽封系统要为汽轮机在启动、运行、停机各种工况下提供合适的端部轴封密封汽源;引导和回收汽轮机轴端汽封,高、中压主汽门和调节门阀杆的泄漏蒸汽及汽—气混合物,以防止蒸汽泄漏进入厂房;此外,还要防止空气漏入低压缸内影响机组真空度。汽轮机汽封进水、进冷汽、进杂质均会使汽轮机运行产生异常反应,甚至导致汽轮机转子弯曲。因此,汽封系统设计的好坏,与汽轮机的经济性和安全可靠密切相关。

汽封系统一般由供应汽封系统的汽源(新蒸汽、辅助蒸汽、冷再热蒸汽或除氧器汽平衡管蒸汽)、控制汽源的调节阀门站及其控制系统、控制汽温的减温装置、轴封加热器及保持汽封加热器内微真空度的抽气装置、汽轮机汽封蒸汽进口滤网以及安全阀等组成。

### 2.1 汽封系统的分类

#### 2.1.1 开式汽封系统

开式汽封系统是不引导和回收泄漏蒸汽的系统,汽封漏汽从冒汽管漏入厂房,该系统仅用于低参数小功率的汽轮机,目前已不再使用。

#### 2.1.2 闭式汽封系统

闭式汽封系统是引导和回收汽轮机端汽封、阀杆等正常泄漏蒸汽的系统。

汽封系统的抽气装置和汽封加热器,使端部汽封密封段后以及阀杆漏汽密封段后的抽汽—气腔室保持微真空压力(约96kPa)。抽汽—气腔室空气侧吸入空气,蒸汽侧漏入蒸汽,汽—气混合物被引导至汽封加热器,泄漏出的蒸汽凝结放热被回收,空气及不凝结气体则被抽气装置抽排入大气。闭式汽封系统又分为非自密封汽封系统和自密封汽封系统两大类。

(1) 非自密封汽封系统。从除氧器汽平衡管来的蒸汽由两根汽封供汽母管,两个汽封压力调节阀各自单独向高、中和低压轴封供汽,高、中压轴封有两段漏汽分别引至低压加热器(JD)和轴封加热器(CF1);最外侧的汽—气混合物各自由高、中和低压母管引至汽加热器(CF),不凝结的气体由轴封抽风(气)机排出。另外,还接有新蒸汽供汽管,通过压力调节阀以适应机组热态启动的需要。



(2) 自密封汽封系统。大型汽轮机一般均采用自密封汽封系统。自密封汽封系统是指在机组正常运行时,由高、中压缸轴端汽封的漏汽经喷水减温后作为低压轴端汽封供汽的汽轮机汽封系统,多余漏汽经溢流站溢流至低压加热器或凝汽器。在机组启动或低负荷运行阶段,汽封供汽由外来蒸汽提供。自动化控制执行系统能充分可靠地完成外供、自给切换、平衡补偿的系统要求,具备经济性好、安全、可靠、工况适应性好的特点。系统见图4.12-6。

自密封系统可减少汽轮机轴封的分段数,缩短转子的长度;可克服用一个汽源同时向高、低压轴封供汽时流量分配不均的矛盾,使系统运行安全可靠;不需要除氧器汽平衡管供汽,有利于除氧器滑压运行的要求。

## 2.2 自密封汽封系统组成、运行及要求

### 2.2.1 系统组成

系统中除汽轮机轴端汽封和阀杆的漏汽和供汽、抽汽(气)管路外,还包括三个压力控制站(即高压汽源控制站、辅助汽源控制站和溢流控制站)及一个温度控制站。高压汽源控制站用以控制启动时来自新汽的各轴端汽封供汽量;辅助汽源控制站用以控制启动时来自启动锅炉(或老厂母管汽)或再热冷段(高压缸排汽)蒸汽的各轴端汽封供汽量;溢流控制站用以控制正常运行时溢流到低压加热器或凝汽器的多余蒸汽量。在低压轴端汽封供汽母管上设置有温度控制站,用以控制来自凝结水泵至减温器的喷水量,使减温后的蒸汽参数满足低压轴端汽封的供汽要求。

控制站一般采用DCS控制,根据供汽母管的压力或温度信号由DCS控制各气动或电动调节阀。调节阀能接受4~20mA的信号,并能提供4~20mA的阀位反馈信号。电动阀门要求机电一体化电动执行机构。

供汽母管上设有弹簧式安全阀,以防止系统超压。系统中设置一台汽封加热器以回收漏汽—气混合物的热量和两台离心式引风机(其中一台为备用),以建立抽汽腔室的真空度。此外,为防止杂质进入轴端汽封,在供汽管上还装有蒸汽过滤器。为降低进入低压汽封的供汽温度,以避免汽封体

和转子受热变形,在低压轴端汽封的供汽母管上装有喷水减温器。

对超临界及超超临界机组汽封系统,由于蒸汽参数提高对系统的阀门、管道材料提出了新的要求,同时系统要求无铜离子,因此,汽封加热器管材必须选择不锈钢。

### 2.2.2 系统运行及要求

根据汽轮机的不同启动工况,其汽封系统供汽参数也应满足启动工况的要求。最重要的是在不同启动工况下,供各轴端汽封的供汽温度与各轴端汽封处转子的温度相匹配,同时能保证合理的供汽压力。

汽轮机冷态启动时采用辅助汽源站供汽;在盘车、冲转及低负荷阶段,汽封供汽来自辅助汽源,供汽母管压力维持在约0.125MPa(a)。当机组负荷升至某负荷时(根据不同机组而不同),再热冷段已能满足全部汽封供汽要求,供汽可切换由再热冷段提供,并自动维持供汽母管压力为0.127MPa(a)左右;当负荷增至60%以上时(根据各机组情况而异),高、中压缸轴端漏入供汽母管的蒸汽量超过低压缸轴端汽封所需的供汽量。此时,蒸汽母管压力升至0.13~0.135MPa(a),所有供汽站的调节阀自动关闭,溢流站调节阀自动打开,多余的蒸汽通过溢流控制站排至汽轮机侧最低抽汽压力的低压加热器。若最低抽汽压力的低压加热器发生事故或停运,则可将多余蒸汽排至凝汽器。至此,汽封系统进入自密封状态,汽封母管压力维持在0.131MPa(a)。

汽轮机热态和极热态启动时,若机组有符合温度要求的辅助汽源,则汽封供汽由辅助汽源站供给;若机组辅助汽源的参数达不到要求,汽封供汽则由高压汽源站供给。盘车、冲转及低负荷阶段汽封供汽来自主汽供汽站,供汽母管压力维持在0.12MPa(a)左右。

机组甩负荷时,分两种情况处理:

(1) 若机组有符合温度要求的备用辅助汽源,汽封供汽母管压力降至0.125MPa(a),汽封供汽由辅助汽源站供给。

(2) 若机组无备用辅助汽源或辅助汽源的参数达不到要求,辅助汽源和再热冷段供汽不能利用,汽封供汽母管压力

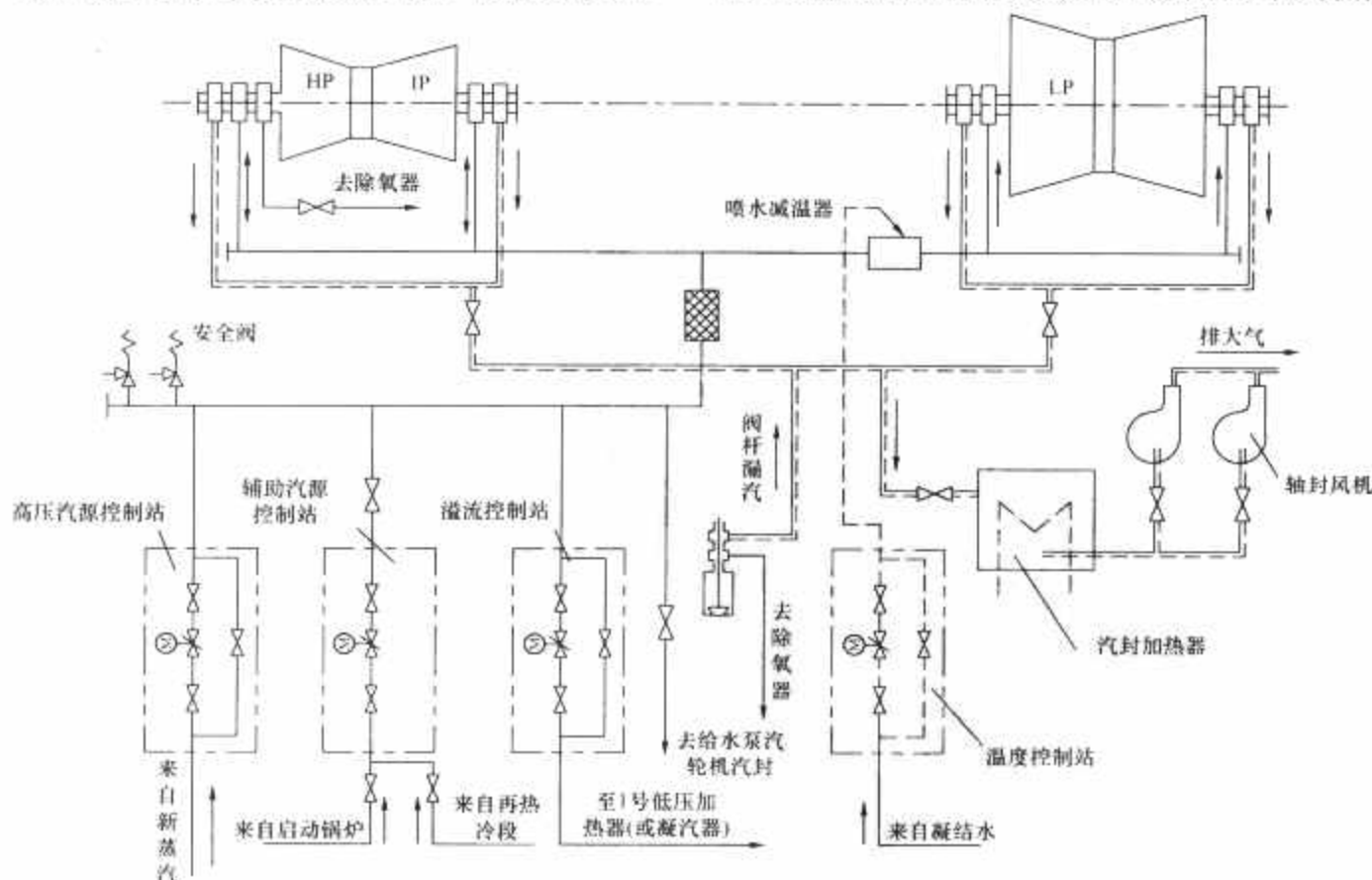


图 4.12-6 自密封汽封系统

降至 0.12MPa(a), 则高压供汽调节阀自动打开, 供汽由高压汽源控制站供给。

在所有运行工况下, 低压缸轴封的温度一般允许在 121~177℃, 因此, 需要在通往低压缸轴封的供汽母管中进行喷水减温, 由温度信号通过 DCS 来控制温度站的调节阀开度, 温度调节站自动维持低压汽封腔室处温度范围。喷水源一般为凝结水泵后的凝结水。

汽封辅助蒸汽的温度要求: 汽轮机冷态时, 汽封母管压力下的最高蒸汽温度为 260℃, 汽封母管压力下的最低蒸汽温度为 150℃; 汽轮机热态时, 汽封母管压力下的最高蒸汽温度为 375℃, 汽封母管压力下的最低蒸汽温度为 208℃。

### 2.2.3 给水泵汽轮机汽封系统

对于给水泵汽轮机, 其汽封系统一般采用主机汽封母管供汽系统, 即与大机共用汽封供汽汽源, 不需进行压力调节。若供汽汽源取自大机汽封母管减温站前, 则需在给水泵汽轮机汽封系统中根据参数要求设置减温站。

对于给水泵汽轮机的汽封系统采用自密封汽封系统的机组, 在启动和停机阶段, 由主汽轮机汽封供汽母管向给水泵汽轮机轴端汽封供汽, 当给水泵汽轮机汽封系统进入自密封阶段时, 其多余蒸汽溢流至大机汽封系统供汽母管。

## 2.3 汽封系统控制站

### 2.3.1 高压汽源控制站

高压汽源控制站由调节阀和截止阀组成。

(1) 调节阀。由于高压蒸汽的供汽点选在汽轮机主汽阀前的新蒸汽管上, 因此调节阀阀门的额定参数应为主蒸汽参数。阀门的流量特性以选用等百分比特性为宜, 通流能力  $C_v$  值应比系统计算要求的通流能力高出 20%~30%。

(2) 截止阀。截止阀应为电动式, 阀门的通流能力不得小于调节阀的通流能力。

### 2.3.2 辅助汽源控制站

辅助汽源控制站由调节阀、截止阀和旁路阀组成。

(1) 调节阀。调节阀阀门的额定参数应为汽轮机再热冷段的最高蒸汽参数。阀门的流量特性和通流能力的要求同高压汽源控制站。

(2) 截止阀和旁路阀。截止阀和旁路阀应为电动式, 阀门的通流能力不得小于调节阀的通流能力。

有些机组的辅助汽源用老厂母管蒸汽和辅助锅炉蒸汽时, 可另设一个冷再热汽源控制站, 汽源为高压缸排汽; 也可将此两路汽源接入同一调节阀, 共用同一汽源控制站。此时, 调节阀选型按同时满足多种汽源参数考虑。

### 2.3.3 溢流控制站

溢流控制站由调节阀、截止阀和旁路阀组成。

(1) 调节阀。调节阀阀门的额定参数应为供汽母管安全阀的动作压力。阀门的流量特性和通流能力的要求同高压汽源控制站。

(2) 截止阀和旁路阀。旁路阀应采用电动式, 阀门的通流能力与调节阀的相同即可。

### 2.3.4 温度控制站

温度控制站由调节阀、截止阀、旁路阀和喷水减温器组成。

调节阀的额定设计压力取为凝结水泵后的凝结水最高压力, 选用小流量调节阀, 阀门通流能力和流量特性的要求同高压汽源控制站。截止阀和旁路阀均可手动, 并选用与调节阀相同的通流能力。

喷水减温器的关键在于选择合适的喷嘴形式, 使喷出的凝结水能充分雾化, 减温喷嘴雾化效果的好坏直接关系到机组的安全运行, 雾化效果不好, 不但减温效果差, 而且大量未雾化的水流极易造成汽轮机进水事故和管道系统的水击振荡, 对机组安全会构成威胁。常见的喷嘴形式有旋流式和离心式。试验表明, 离心式喷嘴的雾化效果较好, 一般喷水压力差达 0.8~1.0MPa 时, 射流即能雾化。

由于喷水减温器结构等原因, 雾化水珠的汽化率不可能达到 100%, 在喷水流量计算时应考虑这一因素。在系统设计时, 喷水减温器的安装位置距低压轴封的距离应大于 13~15m, 喷水后必须有 3m 以上的直管段, 喷水减温器后必须设置足够大的连续疏水管。

### 2.3.5 安全阀

为确保机组安全运行, 供汽母管上应设置安全阀。一旦控制系统发生事故, 高压汽源控制站和辅助汽源控制站的调节阀全开, 溢流控制站的气动调节阀关闭, 供汽母管的蒸汽压力会升高, 其压力限一般为 0.24~0.3MPa(a)。此时, 安全阀的排放能力应满足在 0.3MPa 事故状态下, 能排放高压汽源控制站和辅助汽源控制站的调节阀所能通过的最大流量, 以便有时间去排除故障。

安全阀的排放量计算公式为

$$Q_1 = A + B - R$$

式中:  $A$  为高压汽源控制站的气动调节阀在额定压力下通过的最大流量;  $B$  为辅助汽源控制站的气动调节阀在额定压力下通过的最大流量;  $R$  为安全阀动作压力下低压转子汽封段排放的最大流量。

安全阀数量一般为 1 个, 其整定压力推荐为 0.24~0.3MPa(a)。

## 2.4 汽封系统管道管径的选择及布置

### 2.4.1 汽封蒸汽管道管径

汽封蒸汽管道内径计算式为

$$D_1 = 18.8 \sqrt{\frac{G_s v_s}{w_s}}$$

式中:  $D_1$  为蒸汽管内径, mm;  $G_s$  为管内蒸汽流量, 可取为设计汽封间隙下计算漏汽流量的 1.5 倍, kg/h;  $v_s$  为管内蒸汽的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ , 查水蒸气性质表;  $w_s$  为管内蒸汽流速, 可按表 4.12-1 选取。

表 4.12-1 管内蒸汽流速的选取

公称管径 DN (mm)	32~50	65~80	100~150	>150
允许最大流速 $w_s$ (m/s)	35	45	55	70

### 2.4.2 汽—气混合物管道管径

在已知混合物压力, 混合物中蒸汽量、空气量和空气温度的条件下, 先算出蒸汽分压力、空气分压力、混合物焓、混合物温度, 然后求得混合物比体积, 最后按下式计算管径, 即

$$D_2 = 18.8 \sqrt{\frac{(G_s + G_a) v_m}{w_m}}$$

式中:  $D_2$  为混合物管子内径, mm;  $G_a$  为管内混合物中的空气量, 可取为设计汽封间隙下计算漏空气量的 1.5 倍, kg/h;  $G_s$  为管内混合物中的蒸汽量, 可取为设计汽封间隙下计算漏汽量的 1.5 倍, kg/h;  $v_m$  为管内混合物的比体



积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $w_m$  为管内混合物的流速, 可按表 4.12-2 选取。

表 4.12-2 管内混合物流速的选取

公称管径 DN (mm)	32~80	80~150	>150
允许最大流速 (m/s)	20	28	36

根据介质的压力和温度选择管材和壁厚。温度超过  $400^\circ\text{C}$  时, 应选用合金钢管; 低于  $400^\circ\text{C}$  时, 可选用碳素钢管。

### 2.4.3 管道布置

供汽管道应朝来汽方向倾斜, 其倾斜率为  $1/50$ , 以便供汽管上的阀门关闭时, 管内的凝水可疏向来汽管。否则, 在每个阀门进口处都应设带节流孔板的连续疏水管。

汽封、阀杆漏汽及汽气混合物管道应朝介质流动方向倾斜, 其倾斜率为  $1/50$ 。

管道应避免 V 形现象, 并在管道的低位点处均应设置疏水点。

使用喷水减温时, 就在减温器出口汽管上装设连续疏水装置, 使之能排出喷水阀全开时喷入汽封管内的全部水量。

从主蒸汽、再热汽冷段辅助汽源接出的汽封供汽管应从垂直段上或水平管道的顶部接出。

## 2.5 汽封加热器

汽封加热器是一个热交换器, 其作用是从汽气混合物中回收凝结水, 并由轴封抽气器将空气排出, 从而在汽封加热器中建立抽出汽封和阀杆的漏汽所必需的微真空。一般用主凝结水作为汽封加热器的加热介质。

### 2.5.1 选材及使用

汽封加热器一般采用卧式 U 形管表面式换热器。冷却管材料通常采用不锈钢管, 管子除胀接外还需与管板采用密封焊; 也有用 HSn-70-1 锡青铜冷却管的, 但由于汽封加热器内氨腐蚀较严重, 影响铜管使用寿命, 因此, 不推荐使用铜管。超临界及超超临界机组管材必须选择不锈钢。

壳体内部的水位应设指示器及监视装置。对于卧式换热器, 必须特别注意蒸汽侧凝结水不得淹没冷却管, 否则会使传热急剧恶化。

### 2.5.2 设计传热计算

汽封加热器的设计原则在于求得足够的换热面积, 以保证汽封加热器和汽—气腔室内建立微负压, 达到回收漏汽; 满足汽封抽气设备, 尤其是轴封抽气风机对汽气混合物温度的要求, 以便减轻引风机的工作负荷, 确保引风机安全可靠运行。

进入汽封加热器的混合物流量  $G_{m1}$  = 蒸汽流量  $G_{s1}$  + 空气流量  $G_a$ , 混合物压力为  $p_1$ , 温度为  $t_1$ 。

在给定的汽封加热器出口混合物压力  $p_2$  和温度  $t_2$  后, 汽封加热器出口的混合物的流量  $G_{m2}$  可按式计算, 即

$$G_{m2} = (1 + 0.622 \frac{p_{s2}}{p_2 - p_{s2}}) G_a \quad (\text{kg/h})$$

式中:  $p_{s2}$  为在温度  $t_2$  下的饱和蒸汽压力,  $\text{MPa}$ 。

汽封加热器中凝结的蒸汽量为

$$\Delta G_m = G_{m1} - G_{m2} \quad (\text{kg/h})$$

汽—气混合物传给主凝结水的热量为

$$Q = \Delta G_m \gamma + G_{s1} c_{ps} (t_1 - t_2) + G_a c_{pa} (t_1 - t_2) \quad (\text{kJ/h})$$

式中:  $\gamma$  为在温度  $t_2$  下饱和蒸汽的汽化潜热,  $\text{kJ/kg}$ ;  $c_{ps}$  为蒸汽的质量定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $c_{pa}$  为空气的质量定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

按交叉流动计算对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_{s2}) - (t_2 - t_{sm})}{\ln \frac{(t_1 - t_{s2})}{(t_2 - t_{sm})}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$t_{sm} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2}$$

$$t_{s2} = t_{s1} + \frac{Q}{D_s c_p}$$

式中:  $t_{sm}$  为主凝结水平均温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{s1}$  为主凝结水进口温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{s2}$  为主凝结水出口温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $D_s$  为主凝结水流量,  $\text{kg/h}$ ;  $c_p$  为水的质量定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

传热系数的确定在汽封加热器计算中较困难。由于进入汽封加热器的汽—气混合物中空气含量较大, 而且随着蒸汽的凝结, 空气含量将成倍增加, 出口处混合物中的空气含量达到  $85\% \sim 90\%$  之多。在传热中, 随着空气的相对含量增加, 对总体传热系数的影响很大, 其数值显著降低。一般均采用经验数据。当管内水的流速为  $0.8 \sim 1.2 \text{ m/s}$  时, 传热系数  $K$  的值一般可取为  $837 \sim 1256 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$  [ $200 \sim 300 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ ]。对于肋化系数为 3 的低肋不锈钢管可取为  $3584 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$  [ $856 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ ]。

需要的换热面积  $A$  为

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_m} \quad (\text{m}^2)$$

式中:  $Q$  为主凝结水带走的热量,  $\text{kJ/h}$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $^\circ\text{C}$ 。

## 2.6 汽封系统抽气设备

汽封抽气设备是汽封系统中的一个重要设备, 它是用来维持汽轮机轴封及阀杆抽汽—气腔室为一定负压值的。通常, 汽封系统抽气设备有三种形式, 即轴封引风机、射汽式汽封抽气器和射水抽气器。

### 2.6.1 轴封引风机

轴封引风机采用离心式引风机作为汽封抽气设备来抽吸经汽封加热器热交换后剩余的汽气混合物, 并使加热器内维持一定的负压。它具有系统简单、操作方便、运行可靠、效率高、经济性好等优点, 在汽轮机汽封系统中普遍采用。

轴封引风机是一种高扬程、小流量的离心式通风机。风机的扬程 (或称全压升) 取  $8 \text{ kPa}$  为宜 (因轴封抽气腔室中的压力一般为  $0.096 \text{ MPa}$ )。

引风机的容量理论上应根据汽轮机轴封和阀杆密封处漏入加热器的空气量和不凝结气体量来确定。

引风机进口汽气混合物的温度要求一般不超过  $60^\circ\text{C}$ , 此时, 汽气混合物中的蒸汽含量占  $10\%$  左右。

轴封引风机与电动机无论是单独放置还是安装在汽封加热器的壳体上, 均应有公共底盘。风机的进口必须高于汽封加热器的汽气混合物出口管, 它们之间的连接管要求尽量平直和短近。引风机的进口处应装设蝶阀, 以调节汽封加热器内的真空度。此外, 风机的进出风管道和阀门的重量不应作用在风机上, 风机的本体和管道的低位点必须设置疏水管。

### 2.6.2 射汽式汽封抽气器

射汽式汽封抽气器由一个射汽抽气器和两级加热器组成。这种汽封抽气设备由于要消耗蒸汽, 因此其效率低、经济性差, 设备投资大, 系统也显复杂, 特别是对于大功率汽轮机更为不利。因此, 在汽轮机汽封系统中不推荐采用射汽式汽封抽气器。

### 2.6.3 射水抽气器

射水抽气器利用主射水抽气器的余压将汽封加热器出口



的汽—气混合物接至凝汽器的主射水抽气器扩压管出口的排水管道上,接口至射水池水面应保持一定的距离,才能利用射水抽气器的排水余压来抽吸汽封系统中汽—气混合物。

由于汽气混合物被抽入射水抽气器排水管,将会改变排水的密度,因此,这种抽吸汽封汽气混合物的方式将使排水管的虹吸作用减弱。当汽气混合物量与排水量之比升高到一定程度时,就要影响射水抽气器吸入室真空,降低其抽吸能力。另外,由于汽—气混合物温度较高,因此,其进入排水管道会使射水抽气器工作水温升高,加速喷嘴的结垢,还将导致射水抽气器抽吸能力的降低。因此,大功率汽轮机汽封系统中一般不用射水抽气器。

## 2.7 汽封系统调节阀

汽封系统的控制和调节主要是对汽封供汽母管蒸汽压力的控制和调节。常用的调节阀有电动调节阀和气动薄膜式调节阀。

### 2.7.1 电动/气动调节阀

电动调节阀是用电动执行机构对阀门进行调节。通过DCS输出的4~20mA或0~10mA的直流电信号进入定位器(该定位器是一种连续作用式定位器)。定位器接受来自DCS的信号后,经运算、综合后输出电信号,由电动执行机构的伺服放大器把电信号进行功率放大,驱动电动执行机构中的电动机转动,再经减速器减速,带动输出轴回转或产生上下位移,以改变调节阀的开度,从而达到对供汽母管蒸汽压力的调节。调节阀还可以附有手轮,可以进行手动操作。

气动调节阀的执行元件是气动薄膜。气动调节阀的控制系统由压缩空气动力源,减压阀、过滤器、气动执行器等组成。根据供汽母管的压力信号,经压力变送器将压力转换成电信号,送入DCS,并由DCS输出4~20mA的电信号送入气动执行器,在气动执行器内通过电—气转换器转换成一个气信号与一个给定的气压进行比较、运算、放大,输出一个气源去控制调节阀上的气动薄膜,在薄膜上产生推力,从而推动阀芯移动,调整调节阀的开度。

一般,压缩空气的压力为0.6MPa(a)左右,经减压阀后,送出一个压力恒定的符合要求压力的空气源,过滤器用于消除压缩空气的水分、油雾和杂质。

由于气动薄膜调节阀结构简单、动作可靠,具有防爆、阻燃、抗腐蚀等特点,因此已成为汽封系统广泛采用的调节阀形式。

气动调节阀有气关式和气开式。一般,当执行机构是正作用式时,阀为气关式,反之为气开式。即正作用式是气压越大,则阀芯向下移动,阀的通流窗口面积越小,形成气关式。如阀门需手动操作,则可以加装手轮装置。

汽轮机汽封系统采用的调节阀要求具有三断(断电、断气、断信号)保护功能,即辅助汽源控制站和高压汽源控制站调节阀得气关,一旦断电,断气、断信号之一即打开调节阀;溢流控制站和温度控制站得气开,一旦断电、断气或断信号之一,调节阀即关闭。这样能保证系统安全、可靠地运行。对电动调节阀必须具有手轮机构,当三断要求时,手动操作。

### 2.7.2 流量特性

调节阀的流量特性是在阀两端压差保持恒定的条件下,介质流经调节阀的流量与开度之间的关系。调节阀的流量特性有线性特性、等百分比特性及抛物线特性三种。

(1) 线性特性。线性特性的相对行程和相对流量成直线关系,单位行程的变化所引起的流量变化值是不变的。流量大时,流量相对值变化小;流量小时,流量相对值变化大。

(2) 等百分比特性。等百分比特性的相对行程和相对流量不成直线关系,在行程的每一点上,单位行程变化所引起的流量变化与此点的流量值成正比,流量变化的百分比是相等的。所以,等百分比特性的优点是流量小时,流量变化小;流量大时,流量变化大。也就是在不同开度上,具有相同的调节精度。

(3) 抛物线特性。抛物线特性的流量按行程的二次方比例变化,大体具有线性和等百分比特性的调节精度。

从上述三种特性的分析来看,调节性能以等百分比特性为好,调节稳定,所以较多地推荐采用等百分比特性。

### 2.7.3 调节阀的通流能力 $C_V$

调节阀的流通能力常以  $C_V$  表示,它是选定调节阀口径的主要参数。根据流过阀门的流体条件,计算出所要求的  $C_V$  值后,即可从调节阀产品标准系列中选取合适的调节阀口径。选取口径采用的最大流量应在工艺流程最大流量的基础上增加25%~60%的安全裕度,这样可避免调节阀在全开位置上运行。

液体流通能力  $C_V$  的计算公式按公制单位计算有

$$C_V = 11.58 q_{V,\max} \frac{\gamma}{p_1 - p_2} \quad (\text{t/h})$$

式中:  $q_{V,\max}$  为调节阀的最大流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $\gamma$  为相对密度,水=1;  $p_1$  为进口压力,  $\text{kPa}$ ;  $p_2$  为出口压力,  $\text{kPa}$ 。

过热蒸汽的流通能力  $C_V$  值的计算公式按公制单位计算,则有:

当  $\Delta p < p_1/2$  时

$$C_V = \frac{q_{V,\max} K}{139.4 \sqrt{\Delta p (p_1 + p_2)}}$$

当  $\Delta p \geq p_1/2$  时

$$C_V = \frac{q_{V,\max} K}{121.2 p_1}$$

$$K = 1 + 0.0013t$$

式中:  $q_{V,\max}$  为最大流量,  $\text{kg/h}$ ;  $p_1$  为进口压力,  $\text{MPa}$ ;  $p_2$  为出口压力,  $\text{MPa}$ ;  $\Delta p$  为压差 ( $p_1 - p_2$ ),  $\text{MPa}$ ;  $K$  为系数;  $t$  为过热温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

## 3 汽轮机疏水系统

汽轮机疏水系统应能确保机组在启动、停机、升、降负荷运行时,或在异常情况下及时地排除汽轮机本体、本体阀门及其管道内的凝结水,从而防止由于汽轮机进水而造成汽缸变形、转子弯曲、动静部件相碰擦,甚至引起叶片断裂等严重事故的发生。因此,汽轮机疏水系统是一个确保机组安全可靠运行的至关重要的系统。

为防止发生汽轮机进水事故,对汽轮机抽汽回热系统的疏水(包括各种加热器的正常和紧急疏水)等汽轮机岛范围内的疏水系统均应作为一个整体考虑。

随着机组和电网容量的增大以及电网负荷结构变化的需要,对汽轮机疏水系统提出了更高的要求,疏水系统的投运应能自动控制和联锁保护,并在主控室内有运行状态的信号显示和遥控操作。因此,系统的控制阀门应采用电动或气动操作的阀门。

### 3.1 典型疏水系统

图4.12-7所示为一个典型汽轮机汽缸及其蒸汽导管的疏水系统,整个系统由各疏水分管、母管、疏水阀、疏水扩容器等组成。

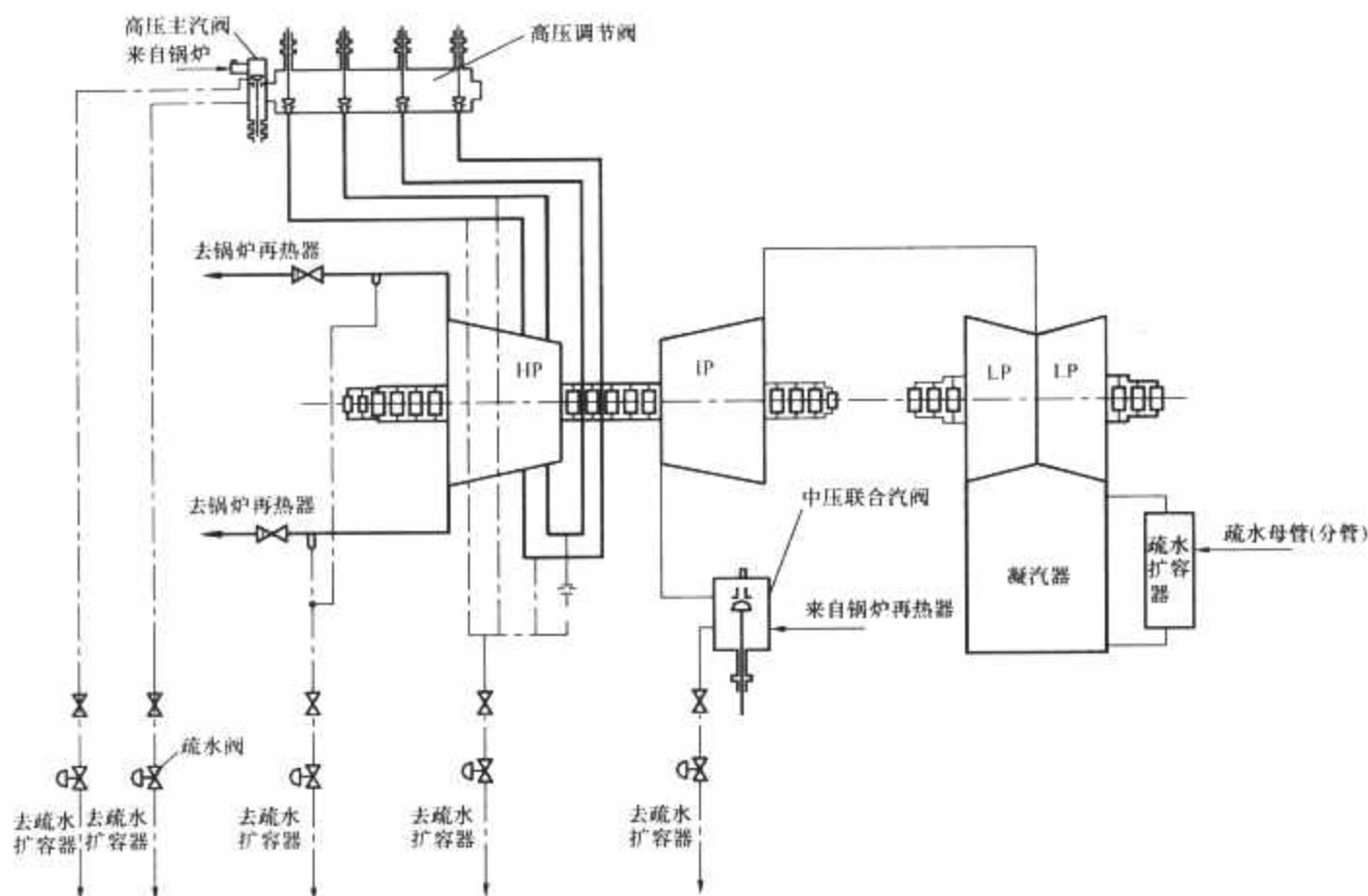


图 4.12-7 典型汽轮机汽缸及其蒸汽导管的疏水系统

按各疏水点的压力高低，将系统中各点疏水分别汇集于疏水母管，并与疏水扩容器相连接，各疏水点的疏水经分管、母管，通过疏水扩容器逐次得到扩容、消能，最后进入凝汽器。对于能级较低的疏水，如汽封加热器，7号、8号低压加热器等疏水也可直接进入凝汽器。

### 3.2 疏水系统设计导则

疏水系统的设计应遵照美国机械工程师学会标准(ASME TDP-1)《预防发电厂汽轮机过水事故导则》和DL/T 834—2003《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》中的有关规定，并吸取国内有关疏水系统改进的成功经验进行设计。

(1) 汽轮机本体以及与汽轮机相连接的所有管道中都要防止不正常的积水，在机组启动、停机和正常运行的各种工况下都必须及时将水排除。

(2) 汽轮机本体及其蒸汽管道的每个低位点都应设置疏水管。对于没有明显低位点的长距离水平管道的疏水管应设置在沿管道顺流方向的末端。

(3) 水由汽封供汽系统进入汽缸会造成严重事故，特别是对高、中压汽缸的汽封更具危险性。因此，在汽封系统的高压汽源供汽站、辅助汽源供汽站、溢流站以及供汽母管的低位点都应设置带有节流孔板的连续疏水管或自动疏水器，以便经常性疏水。

(4) 对于采用喷水减温器的汽封系统，在喷水减温器后的汽封母管上，应装有连续疏水装置，单独接至汽封加热器或主凝汽器。该疏水装置应能排出喷水减温器全开时喷入的全部水量。对汽轮机本体及其管道疏水的疏水阀采用气动或电动操作阀，根据运行工况的需要可自动打开或关闭，也能在控制室远方操作，并设置一手动截止阀，以备动力阀故障时使用。

(5) 疏水分管应按疏水点位置和运行压力相近的原则分组接入相应的疏水总管，以期把不同压力的疏水间的相互干

扰减少到最低程度。疏水总管（联箱）应有足够大的通流面积，以保证在各疏水阀门同时打开的情况下，总管内的压力仍低于各疏水分管的最低压力，使最低压力的疏水仍能进入总管。

(6) 汽轮机本体及其管道的疏水最后疏入凝汽器，其进入方式如下：

1) 疏水在进入凝汽器之前，先通过疏水扩容器扩容、消能，然后再将水和闪蒸蒸汽分别从凝汽器的热井最高水位以上和凝汽器喉部接入。这种方式被普遍采用。

2) 对一些能级较低的疏水，如汽封加热器疏水，可直接引入凝汽器。此时，应在凝汽器壳体内的疏水管出口处合理设置挡板，其疏水管出口的自由通道面积至少应为该疏水管通流面积的1.5倍，并应防止挡板脱落击伤凝汽器管束。

3) 在某些情况下，也可将一些能级较高的疏水直接引入凝汽器。

(7) 疏水温度高于或等于150℃时，疏水管应采用热套管结构与疏水扩容器或凝汽器壁相连接，以避免热应力过大而引起的裂纹。

(8) 疏水扩容器的结构形式：

1) 圆筒压力容器式。该扩容器设计压力较高，但需要设计成大容积时，占厂房空间大，工程布置不方便。

2) 挎篮式疏水扩容器。腰形扩容器，可悬挂在凝汽器侧壁上，其设计压力较低，容易作成大容积，便于疏水扩容器和疏水管道的布置，在大型汽轮机上广泛采用。

3) 背包式疏水扩容器。背包式疏水扩容器利用凝汽器侧壁作为扩容器的一个侧壁板，悬挂在凝汽器侧壁上，其设计压力较低，容易作成大容积，便于疏水扩容器和疏水管道的布置，在大型汽轮机上广泛采用。

(9) 汽轮机疏水系统应通过汽轮机的调节控制系统实现自动控制疏水。在机组启动之前自动开启所有疏水阀；当机组带负荷到额定负荷的10%~30%时，按疏水点压力和温度的实际情况先后自动关闭各疏水阀，并在主控室用灯光显



示；停机时，当机组负荷减到额定负荷的30%~10%时，依次开启各疏水阀，一直到汽轮机冷却为止，并在主控室用灯光显示；汽轮机甩负荷时，立即自动开启所有疏水阀。

(10) 疏水系统中所有动力操纵阀均应设置手动按钮，在自动控制失灵时可在主控室手动操作控制。

(11) 某些重要的蒸汽管道上应设置热电偶，根据管道上、下方热电偶温度计的温差来检测管道内是否积水，同时发出报警信号，以便督促运行人员尽早发现并即时采取措施，但这只能作为一个辅助手段，不能代替前述的疏水设施和装置。

(12) 汽轮机主蒸汽系统的疏水包括汽轮机主汽阀前的主汽管及主汽阀和调节阀后接到汽缸去的导汽管的疏水，所有这些疏水管和疏水阀的内径均不应小于25mm。

(13) 对经验证明易于造成进水事故并会导致严重后果的部位的疏水装置应特别予以注意，应考虑到当任何一个设备或信号发生故障或失灵时，都不应造成汽轮机进水事故。

(14) 造成汽轮机进水事故的水源之一是冷段再热管内的积水。积水通常来自再热减温器和一级旁路系统的喷水装置，或来自以冷段再热汽为汽源的给水加热器发生故障而产生的进水。这一水源的水量较大，采用常规的疏水方式设置疏水管和疏水阀不足以迅速排除这些进水，因此，应设计一个信号，让运行人员能及早发现和切断水流进入汽缸。

除常规的疏水装置外，一般可在冷段再热汽管上最靠近汽轮机的低位疏水点处另外装设一个带有水位信号发讯装置的直径不小于150mm的疏水罐。疏水罐的高度应能满足安装两个水位传感器的调整范围。疏水罐上应安装一根直径不小于50mm的疏水管道和一只等直径全通道的自动动力驱动阀门，此阀门应能在主控室内进行操作，并且在校室内有全开和全关的位置指示。

疏水罐上至少要安装两个水位传感器。当水位达第一水位（高水位）时，全开疏水阀，并在主控室内发出报警信号，指明疏水阀已全开；当水位达高一高水位时，在校室内发出高一高水位报警信号。

(15) 汽轮机发生进水事故的另一个主要原因是抽汽系统或给水加热器的疏水系统发生故障。因此，对这些管系的设计应有独立的防进水自动保护手段，包括安装加热器壳体的自动疏水系统、加热器间的逐级疏水系统（包括系统中的自动关断阀）、汽轮机与加热器之间抽汽管道上的自动关断阀以及加热器水侧的自动关断阀系统。

(16) 抽汽管道上的抽汽止回阀及管道上低位疏水点的疏水管道系统仅能作为一个防止汽轮机进水的辅助手段。由

于抽汽止回阀的阀座和阀蝶均可能会变形，因此不符合关断阀的要求。这类止回阀通常是靠其快速动作以切断抽汽系统中的蒸汽能量，从而限制汽轮机超速，所以从防止进水的角度来看，只能起一定的辅助保护作用。

(17) 给水泵汽轮机疏水回到汽轮机疏水系统，从而简化了汽轮机疏水系统，也有效利用了资源。

(18) 当疏水阀全开时，大多数疏水分管末端出现声速，进口端流速远大于常见的30~50m/s，这已被疏水管破裂造成强迫停机故障所证实。在疏水系统中，疏水阀与疏水管间设置一个停机时可清理的节流组件装置已在许多电厂成功运行。这种装置既能保证疏水畅通，又能使疏水分管内的介质流速控制在30~50m/s。

(19) 超临界及超超临界机组的应用，一方面带来系统阀门、管道设计参数及材质的变化，另一方面，直流锅炉启动分离器疏水进入汽轮机疏水系统也作为一个新变化出现。较稳妥的方法是将锅炉启动分离器疏水排入大气式疏水扩容器，通过缓存水箱进入凝汽器疏水扩容器或排地沟。

### 3.3 疏水系统管道连接及布置

(1) 各疏水管道的布置应朝疏水流动的方向连续倾斜，以免管道积水。

(2) 连续疏水管上的节流孔板应布置在易于拆卸、清洗的位置。

(3) 接到凝汽器壳体上的所有疏水管和疏水总管（联箱）都必须布置在凝汽器热井最高水位以上的部位。

(4) 接入疏水总管的疏水分管应与总管的轴向中心线成45°夹角，疏水分管要按压力顺序排列，压力最高的疏水分管应接在离总管出口处最远的地方。

(5) 从给水加热器、汽封加热器等容器来的连续疏水不能接至疏水总管，必须直接接至凝汽器。

(6) 从汽轮机或其他容器向凝汽器排汽的排汽管不应接向汽轮机疏水管，而必须直接接至凝汽器，并向凝汽器方向设坡度以免低点集水。

### 3.4 疏水系统阀门

疏水系统中疏水阀的工作条件最恶劣。疏水阀在承受汽液两相流冲蚀的同时还需保证关闭的严密性。为满足快速响应要求，疏水阀采用开、关型。按驱动方式分，有气动与电动两种；按结构分，有Y形与球形两类。为提高抗汽液两相流的冲蚀能力，在疏水阀密封面都采用堆焊或喷涂耐冲蚀合金材料。疏水阀阀门一般选用与管道对焊连接。



## 第13章 寿命与可靠性

寿命的长短与可靠性的高低是评价产品质量好坏的重要指标。汽轮机的寿命与可靠性同设计、制造、安装、调试、运行、维护、检修和技术改造等因素有关。设计是汽轮机定寿、延寿与可靠性增长的基础,制造、安装、调试、运行、维护、检修和改造是实现设计寿命与可靠性的重要环节。

### 1 寿命与可靠性的特征量

#### 1.1 汽轮机寿命特征量

(1) 部件寿命。部件寿命有设计寿命、使用寿命和可靠寿命之分,本章所指的部件寿命为设计寿命。

(2) 设计寿命。在汽轮机的设计阶段,通过结构设计和计算分析确定的汽轮机关键部件的低周疲劳寿命或蠕变寿命的计算值称为设计寿命。

(3) 负荷变动(循环负荷)。负荷变动也称循环负荷。汽轮机机组按一定规律以高、低负荷交替运行。负荷变动又可分为小负荷变动(10%~25%MCR的负荷变动)、中负荷变动(25%~50%MCR的负荷变动)和大负荷变动(50%~75%MCR的负荷变动)。

(4) 低周疲劳。在比较高的循环应力作用下,经比较低的循环周次(循环周次在 $10^5$ 以下)导致部件开裂的疲劳破坏称为低周疲劳。

(5) 蠕变。金属材料在一定温度和应力的作用下,随时间发生缓慢塑性变形的现象称为蠕变。

(6) 工程裂纹。长度为0.3~0.5mm、深度为0.1~0.15mm的裂纹称为工程裂纹。工程裂纹也称初始裂纹或宏观裂纹。

(7) 致裂寿命。在某种或某几种损伤机理的作用下,从首次投入运行到部件出现第一条工程裂纹的工作时间称为无裂纹寿命或裂纹形成寿命。

(8) 低周疲劳寿命。在低周疲劳损伤机理的作用下,汽轮机部件从首次投入运行到出现第一条工程裂纹为止所经历的低周疲劳循环次数称为低周疲劳寿命。

(9) 启停低周疲劳寿命。一次停机和一次启动构成一个完整的低周疲劳循环。汽轮机从额定负荷运行状态开始,经过减负荷、解列、降速停机、盘车、检修或备用、再盘车、启动、冲转、定速、并网、加负荷,之后回到额定负荷运行,汽轮机关键部件经历了一次低周疲劳循环。汽轮机关键部件经历多次反复停机与启动低周疲劳循环产生工程裂纹的循环次数称为启停低周疲劳寿命。

(10) 负荷变动低周疲劳寿命。一次减负荷和一次加负荷构成一次低周疲劳循环。汽轮机从高负荷运行状态开始,经过减负荷过程,部分负荷运行,加负荷过程,再回到高负荷运行状态,汽轮机关键部件即经历了一次低周疲劳循环。汽轮机关键部件只经历减负荷和加负荷的低周疲劳循环产生工程裂纹的循环次数称为负荷变动低周疲劳寿命。

(11) 蠕变寿命。在蠕变损伤机理的作用下,汽轮机部件从首次并网运行到出现第一条工程裂纹为止,所经历的累计运行小时数称为蠕变寿命。

(12) 蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命。在蠕变与低周疲劳两种损伤机理的交互作用下,达到产生工程裂纹的临界寿命损耗 $D$ ( $D \leq 1$ )时,部件所经历的运行时间即为蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命。

#### 1.2 汽轮机可靠性特征量

(1) 可靠性。可靠性是指产品在规定条件下和规定的时间内完成规定功能的能力。

(2) 维修性。产品维修性是产品在规定条件下并按规定的程序和手段实施维修后,在规定的使用条件下保持或恢复能执行规定功能状态的能力。

(3) 可用性。可用性是指产品在规定的条件下和规定的时刻或时间区间处于可执行规定功能状态的能力。它是产品可靠性、维修性和维修保障性的综合反映。广义的产品可靠性包括了产品可靠性、维修性的可用性。

(4) 可靠性特征量。可靠性特征量是用来表示产品总体可靠性高低的各种可靠性数量指标。

(5) 可靠度 $R(t)$ 。可靠度是产品在规定条件下和规定的时间区间 $(0, t)$ 内完成规定功能的概率。

(6) 失效率 $\lambda(t)$ 。工作到某时刻尚未失效的产品,在该时刻 $t$ 后单位时间内发生失效的概率即为产品的失效率。

(7) 平均失效前时间MTTF。失效前时间的平均值。

(8) 平均失效间工作时间MTBF。失效间工作时间的平均值。

(9) 可靠寿命 $t_{R0}$ 。给定的可靠度所对应的时间。

(10) 可用度的观测值。在某个观察时期内,电站汽轮机或火电机组能工作时间对能工作时间与不能工作时间之和的比值。

(11) 平均失效间工作时间的观测值。一台或多台电站汽轮机或火电机组在它的使用寿命期内的某个观察期间累积工作时间与故障次数之比。

(12) 平均修复时间的观测值。修复时间的总和与检修次数之比。

### 2 汽轮机寿命设计

在汽轮机的设计阶段,通过结构设计和计算分析,确定汽轮机关键部件的设计寿命或使汽轮机关键部件设计寿命延长的过程称为寿命设计。汽轮机的关键部件是指部件尺寸大、损坏后果严重、更换费用昂贵的部件,如汽轮机转子、汽缸、阀壳、喷嘴室、蒸汽管道等耐用品,这些部件是进行寿命设计的主要对象。

#### 2.1 低周疲劳寿命设计

汽轮机部件的低周疲劳寿命可分为致裂寿命、裂纹扩展寿命和致断寿命。本章介绍的低周疲劳寿命为致裂寿命。

##### 2.1.1 对称循环的计算方法

在估算汽轮机部件的低周疲劳损耗时,把启动和停机分别视为两个完整的对称寿命循环来处理,计算出其全应变 $\Delta\epsilon$ 后,在疲劳曲线上查得其寿命损耗,然后取其1/2作为

启动一次或停机一次的低周疲劳寿命损耗。汽轮机部件低周疲劳寿命的对称循环法计算按以下六个步骤计算。

(1) 根据应力计算结果, 确定低周疲劳寿命薄弱部位出现应力最大时刻的名义等效应力  $\sigma_{eq}$  为

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]^{\frac{1}{2}}$$

式中:  $\sigma_\theta$  为切向应力;  $\sigma_r$  为径向应力;  $\sigma_z$  为轴向应力。

(2) 根据部件材料牌号和最大应力出现时刻寿命薄弱部位部件金属温度下的材料屈服极限  $\sigma_{0.2}$  计算  $\sigma_{eq}/\sigma_{0.2}$ 。

(3) 根据部件名义等效应力与屈服极限之比  $\sigma_{eq}/\sigma_{0.2}$  和热应力集中系数  $K_{th}$ , 查转子钢塑性应变集中系数曲线, 选取塑性应变集中系数  $K_\epsilon$ 。

$$K_\epsilon = f(K_{th}, \sigma_{eq}/\sigma_{0.2})$$

(4) 把汽轮机启动过程(或停机过程)视为完整的对称寿命循环, 计算全应变  $\Delta\epsilon_f$  得

$$\Delta\epsilon_f = \frac{2\sigma_{eq} K_\epsilon}{E}$$

(5) 由  $\Delta\epsilon_f$  查转子材料低周疲劳曲线, 确定部件启动过程(停机过程或负荷变动过程)的  $\Delta\epsilon_f$  对应的低周疲劳寿命  $N_f$ 。

(6) 按以下公式计算一次启动或一次停机的低周疲劳寿命损耗  $dL_f$  为

$$dL_f = 1/(2N_f)$$

### 2.1.2 非对称循环的计算方法

汽轮机从盘车状态开始, 经过启动加负荷、额定负荷或部分负荷稳定运行、减负荷停机过程回到停机盘车状态, 汽轮机关键部件经历了一个非对称低周疲劳循环。汽轮机关键部件低周疲劳寿命按以下 11 步进行计算:

- (1) 确定最大应变  $\epsilon_{max}$  和最小应变  $\epsilon_{min}$ 。
- (2) 计算循环应变幅  $\epsilon_a$ 。
- (3) 确定循环理论应力幅  $\sigma_a$ 。
- (4) 计算最大弹性等效应力  $\bar{\sigma}_{max}$ 。
- (5) 确定循环的最大实际应力  $\sigma_{max}$ 。
- (6) 计算循环不对称系数  $R$ 。
- (7) 计算不对称循环的疲劳极限  $\sigma_N$ 。
- (8) 计算不对称循环持久强度的修正值  $\sigma'_N$ 。
- (9) 确定材料缺口敏感性影响系数  $C$ 。
- (10) 计算等效应变幅  $\epsilon_{aeq}$ 。
- (11) 确定部件设计的低周疲劳  $N$ 。

## 2.2 蠕变寿命设计

### 2.2.1 蠕变寿命的含义

在稳态额定负荷正常运行时, 汽轮机部件的高温部位将发生蠕变。高温蠕变影响汽轮机高温部件的寿命。汽轮机高温部件的蠕变致裂寿命  $\tau_R$  表示高温部件发生高温蠕变致裂的时间。根据多维应力的破坏准则, 对塑性破坏用等效应力度量为宜。考虑到蠕变致裂属于塑性破坏, 本节使用汽轮机高温部件稳态蠕变的等效应力来计算汽轮机高温部件的蠕变致裂寿命。

### 2.2.2 蠕变寿命计算步骤

- (1) 计算稳态蠕变等效应力  $\sigma_{eq}$ 。
- (2) 确定材料持久强度的拉森—米勒参数  $P(\sigma)$ 。

$$P(\sigma) = a_0 + a_1 \lg \sigma + a_2 \lg^2 \sigma + a_3 \lg^3 \sigma + a_4 \lg^4 \sigma + \dots$$

式中:  $P(\sigma)$  为拉森—米勒参数;  $a_0$ 、 $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$ 、 $a_4$  为材料试验常数。

(3) 计算稳态蠕变应力  $\sigma_{eq}$  对应的材料断裂时间  $t_{R\sigma}$ 。

(4) 确定高温部件设计的蠕变寿命  $\tau_r$ 。

## 2.3 寿命设计判据

在设计阶段计算并校核汽轮机关键部件的寿命, 主要有低周疲劳寿命、蠕变寿命以及蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命。

### 2.3.1 低周疲劳寿命设计判据

(1) 冷态启停低周疲劳寿命累积损耗  $E_{Nc}$  为

$$E_{Nc} = \frac{n_c}{N_c}$$

式中:  $n_c$  为用户要求的冷态启动次数;  $N_c$  为冷态启停低周疲劳寿命的设计值。

(2) 温态启停低周疲劳寿命累积损耗  $E_{Nw}$  为

$$E_{Nw} = \frac{n_w}{N_w}$$

式中:  $n_w$  为用户要求的温态启动次数;  $N_w$  为温态启停低周疲劳寿命的设计值。

(3) 热态启停低周疲劳寿命累积损耗  $E_{Nh}$  为

$$E_{Nh} = \frac{n_h}{N_h}$$

式中:  $n_h$  为用户要求的热态启动次数;  $N_h$  为热态启停低周疲劳寿命的设计值。

(4) 极热态启停低周疲劳寿命累积损耗  $E_{Nr}$  为

$$E_{Nr} = \frac{n_r}{N_r}$$

式中:  $n_r$  为用户要求的极热态启动次数;  $N_r$  为极热态启停低周疲劳寿命的设计值。

(5) 大负荷变动的低周疲劳寿命累积损耗  $E_{N11}$  为

$$E_{N11} = \frac{n_{11}}{N_{11}}$$

式中:  $n_{11}$  为用户要求的大负荷变动次数;  $N_{11}$  为大负荷变动低周疲劳寿命的设计值。

(6) 中负荷变动低周疲劳寿命累积损耗  $E_{N12}$  为

$$E_{N12} = \frac{n_{12}}{N_{12}}$$

式中:  $n_{12}$  为用户要求的中负荷变动次数;  $N_{12}$  为中负荷变动低周疲劳寿命的设计值。

(7) 小负荷变动低周疲劳寿命累积损耗  $E_{N13}$  为

$$E_{N13} = \frac{n_{13}}{N_{13}}$$

式中:  $n_{13}$  为用户要求的小负荷变动次数;  $N_{13}$  为小负荷变动低周疲劳寿命的设计值。

(8) 负荷变动低周疲劳寿命累积损耗  $E_{Nl}$  为

$$E_{Nl} = E_{N11} + E_{N12} + E_{N13}$$

(9) 低周疲劳寿命总损耗  $E_N$  为

$$E_N = E_{Nc} + E_{Nw} + E_{Nh} + E_{Nr} + E_{Nl} \\ = \frac{n_c}{N_c} + \frac{n_w}{N_w} + \frac{n_h}{N_h} + \frac{n_r}{N_r} + \frac{n_{11}}{N_{11}} + \frac{n_{12}}{N_{12}} + \frac{n_{13}}{N_{13}}$$

式中:  $E_{Nc}$ 、 $E_{Nw}$ 、 $E_{Nh}$ 、 $E_{Nr}$ 、 $E_{Nl}$  分别为冷态启停、温态启停、热态启停、热态启停和负荷变动的低周疲劳寿命累积损耗。

(10) 低周疲劳寿命的设计判据。考虑冷态启停、温态启停、热态启停、极热态启停和负荷变动的低周疲劳寿命损耗, 汽轮机部件低周疲劳寿命的设计判据为

$$E_N < \alpha$$

式中:  $E_N$  为低周疲劳寿命总损耗;  $\alpha$  为低周疲劳寿命总损耗



的判据值 (通常  $\alpha < 1$ )，寿命损耗留有  $(1-\alpha)$  的安全余量以备突发性事故。

### 2.3.2 蠕变寿命设计判据

大型汽轮机高温部件蠕变寿命的设计判据为

$$\tau_r \geq m t_y$$

式中： $\tau_r$  为蠕变寿命的设计值； $m$  为用户要求的运行年数； $t_y$  为年平均运行小时数。

### 2.3.3 蠕变与低周疲劳交互作用下寿命设计判据

汽轮机高温部件在蠕变与低周疲劳交互作用下寿命的设计判据为

$$E = E_N + \frac{m t_y}{\tau_r} < D$$

式中： $E$  为寿命总损耗； $D$  为产生工程裂纹的临界寿命损耗。

## 3 调峰与寿命管理

### 3.1 调峰机组性能要求

电网的电力供应在时间上和数量上必须严格与用户的需要相一致，发电机组的出力要求能满足电网负荷的峰谷差而进行调节。

#### 3.1.1 机组按负荷的分类

机组按年负荷率和年运行小时数的分类如下：

(1) 基本负荷机组。基本负荷机组年运行小时数超过 7000h，年负荷率在 90% 以上，机组可满足负荷高效率长期稳定运行，通常为核电机组、高效率火电机组或径流式水电机组等。

(2) 调峰负荷机组。调峰负荷机组应具有良好的启停灵活性且迅速变负荷的能力强，一般又可分为两类：

1) 尖峰负荷机组。尖峰负荷机组年负荷率低，年运行小时数一般不超过 2000h，机组应能随时迅速启停，通常为坝库式水电、抽水蓄能、中小火电、燃气轮机、柴油机发电机组等。

2) 中间负荷机组。中间负荷机组年负荷率约 40%~50%，年运行小时数约为 2000~6000h，能在低负荷下（在夜间）长时间稳定运行而效率下降不多，或按两班制运行。通常为大容量火电或水电机组。

#### 3.1.2 火电调峰机组的性能要求

为确保机组调峰的安全性、灵活性和经济性，不但应着眼于主机设计和运行方式，尚应重视电站各系统和辅机、阀门管道等的设计和布置，力求相互协作。调峰机组有以下性能要求：

(1) 具有良好的启停灵活性。调峰机组在夜间低谷负荷时，能及时停机或带最低负荷稳定运行，次日晨迅速再次启动并按电网要求变负荷运行。因此，机组要求具有良好的协调控制系统。热态启动的时间（停机 6~8h 后的启动）根据机组参数、容量不同，要求在 1~2h 内完成（从点火到并网带满负荷）。启停期间的热损失和寿命损耗要小，一次热态启停的汽轮机寿命损耗小于或等于 0.01%。

(2) 具有良好的负荷适应性。燃煤机组（燃用设计煤种时）的最低连续稳定运行负荷（在不投燃油辅助喷嘴时）应小于或等于 40%  $P_{cl}$ （额定功率）；燃油机组的最低连续稳定运行负荷应小于或等于 25%  $P_{cl}$ ；大型燃油（天然气）机组的热态启动负荷变动率则要求为 (2%~5%)  $P_{cl}/\text{min}$ 。

#### 3.1.3 调峰涉及的汽轮机技术问题

(1) 调峰汽轮机的允许负荷变动率主要受汽轮机转子疲

劳寿命损耗的限制。启动时应注意上下汽缸及其法兰内外温差与主汽阀和管路的温升率及机组的热膨胀。

(2) 调峰机组应采用变速给水泵，以提高经济性。此时，应防止给水调节阀在高压差下因阀碟磨损而造成水位调节困难。通常对大功率机组不宜采用带有一定损失的液力耦合器电动机驱动给水泵，而应采用高效率的由汽轮机驱动的变速给水泵。然而，由于电动调速给水泵在操作和运行维护方面要简便得多，因此，国内外一般在大于 250MW 的机组中才考虑选用汽动给水泵。

(3) 除氧器采用滑压除氧可避免频繁的汽源切换并提高热经济性，但在快速降负荷或甩负荷时，应采取措施（电厂设计时应选用合适的除氧器布置标高、低压给水系统、管路布置和管径）防止给水泵进口发生空蚀。升负荷时，要防止过大的负荷变动率（小于 5%  $P_{cl}/\text{min}$ ），以免影响除氧效果。

(4) 主蒸汽和再热蒸汽管道、汽轮机本体、导汽管及轴封管道等的疏水系统完善与否将直接影响机组调峰的安全运行。疏水管应有较大的通流能力，疏水联箱按压力分挡，疏水管按疏水压力高低的顺序归并后分别进入相应参数容量的疏水联箱，保证疏水畅通、疏净，以防止向汽缸返水或返冷汽。在抽汽管道的适当位置上，宜装设积水检测热电偶。

(5) 汽轮机热态启动前上下缸温差过大是调峰运行常见的主要障碍，除应注意疏水是否正常外，还需加强保温。采用性能优良的保温材料 [一般要求常温下导热系数  $\lambda \leq 0.167 \text{kJ}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ ]，如硅酸铝耐火纤维毡、微孔硅酸钙等) 和合理的保温施工工艺，以减小温差和热损失 [热损失小于  $840 \text{kJ}/(\text{m} \cdot \text{h})$ ]。

(6) 汽轮机末级长叶片出口流场在低负荷下靠近叶型根部容易发生蒸汽倒流而引起水蚀，也易引起叶片颤振；为此，设计长叶片时应采取措施予以考虑，运行时可调整真空、出力等参数来避开颤振。

(7) 调峰机组在夜间停运时，应防止空气经低压部分渗入汽缸和凝水，造成汽轮机内部腐蚀与结垢。因此，应保持轴封送汽和维持凝汽器真空。

### 3.2 调峰对汽轮机寿命的影响

#### 3.2.1 调峰汽轮机部件的寿命损耗

汽轮机部件在高温和高应力下运行时，随着运行工况的变化，寿命会发生一系列的变化。

(1) 在稳定运行工况下的变化。在稳定运行工况下，处于蠕变温度范围内运行的部件在应力的作用下会产生蠕变变形和钢材的组织性质变化，其变化的特点是：

1) 蠕变变形不均匀，允许的蠕变变形量较小。汽轮机高温部件外形复杂，应力分布不均匀，运行时，温度沿轴向依次由高到低分布，部件各部分蠕变变形不同。汽轮机高中压转子是高速转动部件，其与静止部件的间隙小，且有严格的配合要求，长期运行后所允许的蠕变变形量比主蒸汽管道小，其允许的最大蠕变速度一般为  $1 \times 10^{-6} \%/h$ 。

2) 转子材料脆化。在长期运行中，除发生材料强度和耐热性降低外，还发生材料冲击韧性的降低和脆性转变温度 (FATT 温度) 的提高，其原因在于转子材料在高温下运行后有碳化物以及磷、锡等微量元素在晶界上聚集。汽轮机转子材料脆化后继续运行，则可能导致汽轮机转子脆性断裂。

(2) 在启停频繁和调峰运行工况下的变化。启停频繁和调峰运行的工况会在汽轮机部件内外表面产生较大的交变热应力，从而产生低周疲劳损伤或蠕变与低周疲劳交互作用的损伤。



1) 在部件外表面和热应力集中部位(如叶轮根部、汽封弹性槽根部圆角处),随着不稳定的运行工况和热应力交变次数的增加,会产生热疲劳损伤和热疲劳裂纹。在转子高温部分,由于蠕变的存在,还将产生蠕变与低周疲劳交互作用的损伤。

2) 在交变热应力和切应力的共同作用下,转子中心孔近表面处会产生低周疲劳损伤或蠕变与低周疲劳交互作用的损伤和裂纹。近表面处的微小缺陷也会扩展,造成转子断裂事故,这是由于中心孔表面下夹杂有 MnS,继而因低周疲劳产生裂纹并扩展而引起了脆性破坏。

### 3.2.2 影响汽轮机寿命的主要运行工况

(1) 主蒸汽与再热蒸汽超温。温度越高,蠕变变形速度越快,组织性质变化的速度也越快。例如,珠光体 CrMoV 转子用钢,珠光体球化和碳化物聚集、合金元素的再分配速度均会随温度的升高而加快。

(2) 汽轮机调峰运行。随着电网峰谷差的日益增大,电网调峰往往要求汽轮发电机组频繁启停,如两班制启停调峰、节假日启停调峰、汽轮机无蒸汽或少蒸汽运行方式调峰等。为适应电网负荷的变化和降低能耗,要求尽可能缩短启动和升负荷的时间。每次启停,汽轮机转子温度变化范围和变化速率都达到了较高的水平,所以转子的寿命损耗较大。对于采用大幅度改变负荷调峰的机组,由于其负荷变化的幅度大且速度也较快,因此同样会引起转子温度较大幅度和较快速地变化,从而对机组的寿命带来比较大的损耗。启停时的温度升降越快,造成内外表面上的热应力越大,越容易产生低周疲劳损伤。金属温度的变化速率越大,每次温度和应力循环所损耗的转子寿命也越大。原设计调峰运行的机组,为降低启停和升降负荷时热应力,在结构上都采取了相应的技术措施;原设计带基本负荷的机组,参加调峰运行时,则需要对其结构进行适当的改造。

(3) 汽轮机甩负荷。如因电网故障或其他情况引起汽轮机突然甩掉负荷,而机组仍在保持额定转速运行,则这时温度很高的转子会突然受到少量的相对温度较低的蒸汽冷却,从而导致金属温度的变化速率达到很高程度,转子的寿命受到严重的损耗。当汽轮发电机组甩掉负荷但需要带厂用电继续运行时,因冷却转子的蒸汽量增大,更加加大了转子的温度变化速率,所以对转子寿命的损耗更加严重。因此,在机组运行中应尽量避免上述的工况,同时还应规定甩负荷后带厂用电运行的时间限制。

(4) 主蒸汽和再热蒸汽温度大幅度变化。在汽轮机运行中,由于设备故障或其他原因,引起主蒸汽或再热蒸汽温度大幅度变化的情况是比较常见的。显然,汽温大幅度变化,尤其是汽温大幅度降低时,转子受到突然冷却,从而在其表面产生较大拉应力;而汽温升高时拉应力又变成压应力。这样一个温度循环变化都会对转子的寿命产生比较大的损耗。另外,当汽轮机大幅度改变负荷时,也会导致蒸汽温度急剧变化,从而引起比较大的汽轮机寿命损耗。

(5) 汽轮机热态和极热态负温差启动。在汽轮机进行热态或极热态启动时,转子温度很高,一般要求启动时的进汽温度高出转子金属温度  $50^{\circ}\text{C}$  以上;但对没有旁路系统的或旁路容量过小的汽轮机组,在启动过程中由于各种因素往往不能满足这一要求,从而启动进汽温度低于转子的金属温度。这样,在启动过程中,转子首先受到冷却,在表面产生拉应力,而后随着汽温逐渐升高直至超过转子表面温度,转子受到加热,表面产生压应力。这样,在启动过程中就完成了—个温度变化循环,从而加大了转子的寿命损伤。所以,

在热态和极热态启动时要尽可能地避免负温差启动。

## 3.3 寿命损耗监测与寿命管理

### 3.3.1 汽轮机寿命损耗监测

对汽轮机转子在服役期内进行寿命管理,主要是根据转子热应力、低周疲劳寿命损伤理论以及计算机和信息技术,通过对热应力和低周疲劳寿命的在线实时计算,以控制蒸汽与金属温度变化率,限制部件的热应力,保证循环寿命损耗量不超过规定的数值,并以此作为大型汽轮机启停控制的基本准则。机组在现场运行中,运行人员虽然可以根据寿命分配方案,按预先给定的运行规程进行操作,使转子处于预期的应力水平下,寿命损耗也在预期的范围之内,但实际运行过程会由于不可预测的原因,与预定的运行操作方式发生偏差,导致应力及寿命损耗随机变化。为了监测转子寿命的实时损耗,给运行和检修提供数据,应对机组运行过程中汽轮机转子的应力和寿命损耗进行计算和监测。

对运行中的转子寿命进行计算监测的方法有离线计算和在线监测两种。离线计算不能及时反映转子当前的应力和寿命损耗情况,一般只用于估算转子的寿命;在线监测系统则可以按预定的程序,以时间作为第二变量进行追踪计算,从而求出监督部位的最大应力值及相应的寿命损耗,并随时将计算结果以及应力和温度超限报警情况输送到显示器和打印机。用在线监测系统进行寿命管理可以实时指导启动、运行和停机,使转子在应力接近许可最大值的工况下运行,在不增加额外寿命损耗的情况下,缩短启动和停机时间,增加发电量,进而降低能源消耗。

计算机技术的快速发展为开发汽轮机转子在线寿命管理系统提供了先决条件,开发设计人员可以充分利用计算机的资源,包括数据处理、分析、显示、图形处理、数据存储与传输等,设计出界面良好、功能齐全的智能化寿命管理系统。采用汽轮机转子寿命的在线监测与管理系统,将允许的寿命损耗(或相应的热应力值)折算成相应的温升率作为输出信号输入执行机构,可以很好地实现闭环控制。一个好的寿命监测管理系统应具有以下功能:

(1) 监测点的温度、压力以及转速信号能准确、可靠地转化为数字信号送入计算机,这是正确计算应力和寿命损耗的保证。

(2) 在系统使用中,用户无需专门的计算机知识,系统具有良好的人机界面,便于普及推广。

(3) 监测点处的蒸汽放热系数的确定,应该选用能反映监测点处蒸汽真实情况的放热系数公式。

(4) 寿命预测模型应能反映转子在高温下工作的真实情况,即能反映转子同时受到高温蠕变和低周疲劳作用的情况。

(5) 所选取的低周疲劳曲线和高温蠕变曲线应该准确。

(6) 应把材料性能随着投入运行的时间和情况而变化的数据纳入寿命计算的程序中。

(7) 能最大限度地缩小寿命计算中的定性部分,使寿命管理系统的预测和监测结果更符合实际情况。

(8) 应该包含优化检修决策模块。

### 3.3.2 汽轮机寿命管理

(1) 汽轮机寿命管理的内容。为了合理地延长汽轮机的使用寿命,必须对汽轮机的寿命进行有计划的管理。汽轮机的寿命管理包括两个方面的内容:

1) 对汽轮机在总运行年限内的使用情况作出切合实际的规划,也就是确定汽轮机寿命分配方案,如事先给出汽轮

机在整个运行年限内的启动类型、启停次数、特殊工况变化、甩负荷次数等。

2) 根据寿命分配方案, 制定出最佳启停和特殊工况的运行方案, 保证在寿命损耗不超限的前提下汽轮机启动时间最短、经济性最好。

(2) 汽轮机寿命管理的具体工作。低周疲劳损耗和蠕变损耗在汽轮机使用寿命中所占的比重视机组承担的负荷性质不同而有所不同。如果机组承担基本负荷, 则年运行小时数越长, 启停和工况变化次数越少; 如果机组参加调峰运行, 启停和变工况比较频繁且年运行小时数较少, 则蠕变损耗所占的比例也较小, 而低周疲劳损耗所占的比例则大一些。汽轮机寿命管理的具体工作有:

1) 按 IEC60045 标准规定进行汽轮机的寿命分配, 如冷态启动 100 次、温态启动 700 次、热态启动 3000 次。

2) 控制温升率, 按寿命分配和实际寿命损耗指导运行, 降低寿命损耗。

3) 运行中金属部件的低周疲劳寿命及蠕变寿命的监测及预测。在汽轮机转子的运行过程中在线预测寿命, 提供寿命损耗的计算结果。运行一定时间后, 随检修计划进行定期的寿命预测。

4) 金属材料组织结构及其变化的监督。定期宏观缺陷的检查, 检修中对转子作宏观检验和无损探伤, 检验有无宏观缺陷及损伤的存在, 特别是下述部位的缺陷和损伤: 中心孔内表面和近表面、转子外表面和近表面、应力集中处。检验方法有: 肉眼宏观检查、磁粉探伤、渗透探伤、涡流探伤和超声波探伤等。对能消除的缺陷和损伤用机械加工法去除, 如磨去外表面缺陷和扩大中心孔等; 对不能消除的缺陷则作带缺陷转子的寿命预测。蠕变和疲劳损伤的检查, 用复膜金相法检验。

5) 汽轮机寿命档案资料的积累, 包括累计运行小时数、启停次数、检验记录、探伤结果、检修报告、处理措施等。

6) 确定检修计划及下次检验的时间。按剩余寿命预测结果确定检修计划及下次检验的时间及重点部位检验项目和要求。

4 可靠性统计分析

汽轮机的特点是产品大、批量小、可修复、系统复杂、昼夜连续运行、可靠性试验在实验室无法进行。现场可靠性数据的统计分析是汽轮机可靠性评定的重要技术手段, 也是汽轮机可靠性设计和可靠性增长的基础工作。

4.1 汽轮机可靠性的统计分析

4.1.1 汽轮机可靠性的统计方法

实际中主要根据产品所处的状态、时间和停运次数来统计汽轮机与火电机组的可靠性。

(1) 汽轮机与火电机组的状态。汽轮机与火电机组的状态划分见图 4.13-1。

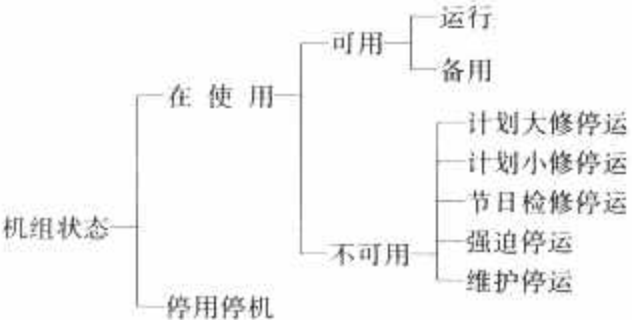


图 4.13-1 汽轮机状态划分示意图

运行和制造行业中习惯用英文缩写来代表汽轮机与火电机组处于各种状态的时间。表 4.13-1 给出了汽轮机常用的各种状态时间的代号。汽轮机与火电机组各状态和时间的定义详见 JB/DQ 1515—1989《统计发电设备可靠性使用的术语定义》。

表 4.13-1 汽轮机状态时间的代号

序号	名 称	代号	序号	名 称	代号
1	可用小时数	AH	8	大修停运小时数	OOH
2	强迫停运小时数	FOH	9	统计期小时数	PH
3	维护停运小时数	MOH	10	计划停运小时数	POH
4	强迫停运次数	NFO	11	备用小时数	RH
5	计划停运次数	NPO	12	运行小时数	SH
6	大修次数	NCO	13	不可用小时数	UH
7	非计划停运次数	NUO	14	非计划停运小时数	UOH

(2) 汽轮机可靠性的评价指标计算公式。

JB/DQ 1515—1989 中列出的一些汽轮机与火电机组可靠性的评价指标见表 4.13-2。评价电站汽轮机可靠性的主要指标有可用系数 AF、强迫停运率 FOR、扣除计划停运的可用度  $A_p$  和计划停运系数 POF。

表 4.13-2 汽轮机可靠性的评价指标

序号	指标名称	计算公式
1	可用系数	$AF = AH / PH$
2	强迫停运系数	$FOF = FOH / PH$
3	强迫停运率	$FOR = \frac{FOH}{SH + FOH}$
4	维护停运系数	$MOF = MOH / PH$
5	计划停运系数	$POF = \frac{POH}{PH}$
6	扣除计划停运的可用度	$A_p = \frac{AH}{PH - POH}$
7	运行系数	$SF = SH / PH$
8	不可用系数	$UF = UH / PH$
9	非计划停运系数	$UOF = UOH / PH$
10	平均强迫停运间隔时间	$MTTFO = SH / NFO$
11	平均计划停运间隔时间	$MTTPO = SH / NPO$
12	平均计划大修停运间隔时间	$MTTDO = \frac{SH}{NCO}$
13	平均非计划停运间隔时间	$MTTUO = SH / NUO$
14	平均无故障可用时间	$MTBF = \frac{AH}{NFO}$
15	平均强迫停运延续时间	$MFOD = \frac{FOH}{NFO}$
16	平均计划停运延续时间	$MPOD = POH / NPO$
17	平均计划大修停运延续时间	$MCOO = OOH / NCO$
18	平均非计划停运延续时间	$MUOD = UOH / NUO$

4.1.2 汽轮机可靠性的统计实例

某型号 600MW 汽轮机的可用系数 AF、强迫停运率 FOR 和计划停运系数 POF 的统计结果见表 4.13-3。

表 4.13-3 某型号 600MW 汽轮机可靠性的统计结果

可靠性特征量	AF (%)	FOR (%)	$A_p$ (%)	POF (%)
第一年	83.08	3.17	97.04	14.39
第二年	79.83	0.86	99.08	19.43



续表

可靠性特征量	AF (%)	FOR (%)	A <sub>p</sub> (%)	POF (%)
第三年	88.59	0.00	100.00	11.41
第四年	87.49	0.00	100.00	12.51
第五年	95.15	0.00	99.96	4.81

4.2 汽轮机零部件可靠性的统计分析

4.2.1 零部件可靠性指标的计算公式

汽轮机零部件可靠性的评价指标、统计方法和主机并不相同,主要原因在于零部件有可修与不可修之分。有时,有的零部件失效后汽轮机主机还能运行,即零部件的失效并不等同于主机的故障或不可用。因零部件失效是随机的,故其寿命不是定值而是随机变量。用  $T$  表示零部件的寿命,  $t_1, t_2, \dots, t_n$  是  $T$  的一组观测值,通过概率统计可确定  $T$  的分布参数和分布类型。若用  $f(t)$  表示  $T$  分布的失效概率密度函数,则零部件的可靠度函数  $R(t)$ 、不可靠度函数  $F(t)$ 、失效率函数  $\lambda(t)$ 、平均失效间工作时间 MTBF 及可靠寿命  $t_{R0}$  均可用  $f(t)$  来表示。

(1) 可靠度。产品在规定条件下和规定时间  $t$  内,完成规定功能的概率称为产品的可靠度函数,简称可靠度,记为  $R(t)$ ,即

$$R(t) = P(T > t) = \int_t^{\infty} f(t) dt$$

(2) 不可靠度。规定条件下,产品在规定时间  $t$  以前丧失其规定功能(发生故障)的概率称为不可靠度函数,简称不可靠度,记为  $F(t)$ , $F(t)$  也称为累积故障分布函数,表达式为

$$F(t) = P(T \leq t) = 1 - R(t) = \int_0^t f(t) dt$$

当产品寿命  $T$  为连续型随机变量时,不可靠度函数(累积故障分布函数)  $F(t)$  的导数称为故障概率密度函数,简称概率密度函数,记为  $f(t)$ ,即

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt}$$

$F(t)$ 、 $R(t)$  与  $f(t)$  的关系为

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt$$

$$R(t) = 1 - F(t) = \int_t^{\infty} f(t) dt$$

(3) 失效率。失效是指产品丧失规定功能,对于可修产品通常也称故障。工作到某时刻尚未失效的产品,在该时刻后单位时间内发生失效的概率称为失效率。当产品寿命数据的分布为指数分布时,失效率为常数;当产品寿命数据的分布为其他分布时,失效率为时间的函数,记为  $\lambda(t)$ ,则有

$$\begin{aligned} \lambda(t) &= \frac{1}{1 - F(t)} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{F(t + \Delta t) - F(t)}{\Delta t} \\ &= \frac{F'(t)}{1 - F(t)} = \frac{f(t)}{R(t)} \end{aligned}$$

失效率的物理意义是反映故障概率(不可靠度)的变化率。汽轮机零部件的失效率变化有三种基本类型,即递减型、恒定型和递增型。汽轮机主机由具有多种故障类型的多

个零部件组成,其故障类型最为典型的是由递减、恒定和递增三种基本类型组合而成的浴盆形失效率曲线。 $\lambda(t)$  递减部分称为早期故障期; $\lambda(t)$  恒定部分称为偶然故障期; $\lambda(t)$  递增部分则称为耗损故障期。

(4) 平均寿命。对于不可修产品,平均寿命又称平均失效前时间 MTTF;而对于可修产品,平均寿命又称平均失效间工作时间 MTBF。若用  $\theta$  表示平均寿命,则  $\theta$  和  $f(t)$  之间的关系为

$$\theta = \int_0^{\infty} t f(t) dt$$

(5) 可靠寿命。设产品的可靠度函数为  $R(t)$ ,使可靠度等于给定值  $R_0$  的时间  $t_{R0}$  称之为可靠寿命。其中, $R_0$  称为可靠水平,满足  $R(t_{R0}) = R_0$ 。

对于可靠度有一定要求的零件,工作到可靠寿命  $t_{R0}$  就要更换,否则就不能保证其可靠度。

4.2.2 威布尔分布的数学模型

(1) 威布尔分布的特点。很多汽轮机零部件的可靠性数据和寿命数据均服从威布尔分布。威布尔分布对于实际部件的可靠性数据与寿命数据的拟合能力很强,在汽轮机零部件的可靠性分析中有很好的应用前景,是可靠性工程技术中使用最广泛的一种寿命分布。威布尔分布的物理模型的基础为最薄弱环节模型,即认为故障发生在产品构成因素的最弱部位,相当于构成链条的各个环节中,最薄弱环节的寿命就是整个链条的寿命。最薄弱环节模型描述的链条寿命服从威布尔分布。大量实践证明,凡是因为某一局部失效或故障就引起整体失效或故障的元件、器件、设备、系统等的寿命均服从威布尔分布。威布尔分布在可靠性研究中具有一定的生命力,在国际电工委员会 1976~1981 年的标准编制计划中已将它作为一种重要的分布来考虑。

1) 形状参数  $m$  约为 1 的威布尔分布为指数分布;形状参数  $m$  约为 3~4 的威布尔分布则近似为正态分布。工程上最常用的 4 种分布为指数分布、正态分布、对数正态分布和威布尔分布,前两种分布可以用威布尔分布来描述。

2) 部件或设备的失效率呈复杂的变化曲线,工程上可以使用不同形状参数  $m$  的威布尔分布来描述,也可采用组合威布尔分布模型或混合威布尔分布模型来表达。 $m < 1$  时, $\lambda(t)$  变化呈递减型; $m = 1$  时, $\lambda(t)$  变化呈恒定型; $m > 1$  时, $\lambda(t)$  变化则呈递增型,汽轮机零部件的故障形式大致可用以上三种基本形式描绘。因汽轮机主机由具有多种故障形式的多个零部件组成,故其故障形式就由多种基本形式混合而成,最为典型的是由递减、恒定和递增三种基本形式组合而成的浴盆形失效率曲线型。在浴盆曲线上, $\lambda(t)$  递减部分称为早期故障期; $\lambda(t)$  恒定部分称为偶然故障期; $\lambda(t)$  递增部分则称为耗损故障期。

(2) 威布尔分布的数学表达式。威布尔分布是工程上最常用的寿命分布,也称为失效分布。威布尔分布有两参数威布尔分布和三参数威布尔分布的区别。

(3) 威布尔分布可靠性的计算公式。两参数威布尔分布和三参数威布尔分布的  $f(t)$ 、 $R(t)$ 、 $F(t)$ 、 $\lambda(t)$ 、MTBF 和  $t_{R0}$  的计算公式见表 4.13-4。

表 4.13-4 威布尔分布可靠性指标的计算公式

分布类型	两参数威布尔分布	三参数威布尔分布
$f(t)$	$\frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right]$	$\frac{m}{\eta} \left(\frac{t-r_a}{\eta}\right)^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{t-r_a}{\eta}\right)^m\right]$
$R(t)$	$\exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right]$	$\exp\left[-\left(\frac{t-r_a}{\eta}\right)^m\right]$



续表

分布类型	两参数威布尔分布	三参数威布尔分布
$F(t)$	$1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right]$	$1 - \exp\left[-\left(\frac{t-r_a}{\eta}\right)^m\right]$
$\lambda(t)$	$\frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1}$	$\frac{m}{\eta} \left(\frac{t-r_a}{\eta}\right)^{m-1}$
MTBF	$\eta \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right)$	$r_a + \eta \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right)$
$t_{R_0}$	$\eta \left[\ln\left(\frac{1}{R_0}\right)\right]^{\frac{1}{m}}$	$r_a + \eta \left[\ln\left(\frac{1}{R_0}\right)\right]^{\frac{1}{m}}$

注  $m$  为形状参数;  $\eta$  为尺度参数;  $r_a$  为位置参数;  $\Gamma(x)$  函数可在数学手册中查到。

#### 4.2.3 威布尔分布的检验方法

零部件从开始工作到失效的一段时间称为零部件寿命。由于零部件发生失效是随机的,因此其寿命不是定值而是随机变量。工程上采用威布尔分布概率分布来描述这些随机变量的性质。对汽轮机零部件的可靠性数据进行分布检验就是要确定这些随机变量是否服从威布尔分布。

(1) 两参数威布尔分布的作图检验方法。把寿命数据或可靠性数据在威布尔分布概率纸上作图,若数据点可拟合成一条直线,则这些数据服从两参数威布尔分布;若数据点不能拟合成一条直线,则这些数据不服从两参数威布尔分布。

(2) 两参数威布尔分布的统计检验方法。

1) 数据排序。 $n$  个样本有  $r$  个观测值从小到大顺序排列,记为  $t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_r$ ,取自然对数  $x_i = \ln t_i$ 。

2) 计算参数  $L_i$ 。由  $n$  和  $r$  查可靠性试验用表,可确定  $E(z_i)$  ( $i = 1, 2, \dots, r$ ), 这里  $z_i$  为标准极值分布的前  $r$  个次序统计量。计算参数  $L_i$  的计算公式为

$$L_i = \frac{x_{i+1} - x_i}{E(z_{i+1}) - E(z_i)} = \frac{a_i}{b_i} \quad (i = 1, 2, \dots, r)$$

$$a_i = x_{i+1} - x_i$$

$$b_i = E(z_{i+1}) - E(z_i)$$

3) 计算检验统计量。取  $r_1 = \left[\frac{r}{2}\right]$  ( $\left[\frac{r}{2}\right]$  表示  $\frac{r}{2}$  的整数部分), 则计算检验统计量  $w$  为

$$w = \frac{\sum_{i=r_1+1}^{r-1} \frac{L_i}{r-r_1-1}}{\sum_{i=1}^{r_1} \frac{L_i}{r_1}}$$

4) 确定检验界限值。给定显著性水平  $\alpha$ , 使用  $F$  分布上侧分位数表可以得到检验界限值  $F_{\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1]$  和  $F_{1-\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1]$ 。

5) 威布尔分布检验的判据。当  $w < F_{1-\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1]$  或  $w > F_{\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1]$  时, 拒绝威布尔分布的假设; 当  $F_{1-\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1] \leq w \leq F_{\alpha/2}[2(r-r_1-1), 2r_1]$  时, 接受威布尔分布的假设。

(3) 三参数威布尔分布的检验方法。当汽轮机零部件的寿命数据服从三参数威布尔分布时, 采用两参数威布尔分布的检验方法可以判定其不服从两参数威布尔分布。在威布尔分布概率纸上作图, 若数据点可拟合成一条弧形曲线, 则表明这些数据服从三参数威布尔分布。任意给定一个常数  $r_a$  ( $r_a < t_1$ ), 令  $y_i = t_i - r_a$ , 若  $y_i$  的数据点在威布尔分布概率纸上趋近于一条直线, 表明  $y_i$  服从两参数威布尔分布。一般来说, 给定不同的  $r_a$ , 通过试凑法作图总可以找到一个小于  $t_1$  的  $r_a$ , 使得  $y_i = t_i - r_a$  的数据点在概率纸上趋于一条直线, 这时  $r_a$  就是三参数威布尔分布的位置参数。当位置参数  $r_a$  确定后, 通过简单的线性变换即可把三参数威布

尔分布转换成两参数威布尔分布。事实上, 当用作图法确定位置参数  $r_a$  后, 使用统计检验法判定  $y_i = t_i - r_a$  服从两参数威布尔分布时, 也就判定了  $t_i$  服从三参数威布尔分布。

#### 4.2.4 汽轮机叶片可靠性的统计分析实例

汽轮机叶片的失效判据为叶片的断裂和严重损坏(必须更换才能继续运行的损坏方式)。因威布尔分布的物理模型基于最薄弱环节模型, 故凡是因为某一局部失效就会引起整体失效的零件, 其可靠性数据和寿命数据均应用威布尔分布来描述。对于单个叶片, 铆钉头、拉筋孔、接刀处、叶身与叶根过渡圆角处、叶根承力齿圆角处、夹杂物处、刀痕、碰伤痕等, 只要有某一最弱局部发生失效, 就可以认为该叶片失效, 这符合最薄弱环节模型的条件, 因此, 单个叶片的失效分布可用威布尔分布描述。对于整级叶片, 可以把它看作是由许多叶片、围带、拉筋、销钉、轮缘和填隙条构成的系统, 只要在级的各零件中有一个最弱零件失效就可以认为该级叶片失效。由于整级叶片的失效也符合最薄弱环节模型, 因此也可用威布尔分布来描述整级叶片的失效分布。同样, 汽轮机、燃气轮机、航空发动机、轴流风机的寿命也取决于它的叶片中最薄弱叶片的寿命。无论是设计人员还是使用者, 对所有叶片的寿命都很关心, 尤其关心寿命最短的叶片, 对于高速旋转的透平机械, 若有一个叶片断裂, 都有可能损毁整个透平机械, 不管是在空中还是地面, 其后果都将是严重的。在透平机械中所有叶片寿命的最小值直接影响到透平机械的维修时间, 因此, 设计人员或维修人员希望能准确地知道这个最小值。因此, 透平机械的失效也符合“最薄弱环节模型, 工程上可用威布尔分布描述。由此, 汽轮机叶片的失效也可以用威布尔分布来描述。两参数威布尔分布的概率密度函数为

$$f(t) = \frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right]$$

用汽轮机叶片失效分布的形状参数  $m$  可以判断叶片的失效类型。 $m < 1$  为早期失效问题, 可能是结构设计不当、材料缺陷、制造工艺缺陷、加工缺陷、安装质量差、检验失误等;  $m = 1$  为偶然失效问题, 偶然失效是由于外部因素引起, 如异物击伤、动静部件摩擦、超速、轴系失稳、检修中碰伤、水击、地震等;  $m > 1$  为耗损失效问题, 多由疲劳、蠕变、腐蚀过度、材料老化等造成。

某型号汽轮机的第14级动叶片, 叶片高为141mm, 叶片数目为128片, 隔板喷嘴数目为42个, 铆接围带4片成组, 倒T形叶根。8台机组的该级动叶片在运行中共发生11次叶片事故, 损坏方式有动叶片断、叶身裂围带飞、围带裂、叶根小脚裂、轮缘裂。下面给出本级叶片可靠性统计分析的主要步骤。

第一步, 调研收集叶片的可靠性数据。11次叶片事故的累计运行时间(叶片寿命  $t_k$ ) 从小到大排序为 8611、11 180、12 027、12 433、15 817、16 041、17 139、21 738、

23 400、30 761 和 54 422h。

第二步，对叶片寿命数据进行分布检验。分布检验结果证实服从两参数威布尔分布。

第三步，确定威布尔分布参数  $\eta$  和  $m$  的估计值。8 台机组先后共发生 11 次叶片事故， $n=r=11$ 。查可靠性试验用表，从最佳线性无偏估计系数表中查得系数  $D(n,r,k)$  和  $C(n,r,k)$ ，然后进行以下计算（符号“ $\hat{\phantom{x}}$ ”表示估计值），即

$$\begin{aligned}x_k &= \ln t_k \\ \hat{\theta} &= \sum_{k=1}^r D(n,r,k)x_k = 10.058\ 9 \\ \hat{\sigma} &= \sum_{k=1}^r C(n,r,k)x_k = 0.572\ 0 \\ \hat{\eta} &= \exp(\hat{\theta}) = 23\ 363 \\ \hat{m} &= \frac{1}{\hat{\sigma}} = 1.748\ 3\end{aligned}$$

第四步，确定叶片的可靠性指标。各指标分别为

$$\begin{aligned}\hat{MTBF} &= \hat{\eta} \Gamma\left(1 + \frac{1}{\hat{m}}\right) = 23\ 363 \Gamma\left(1 + \frac{1}{1.748\ 3}\right) \\ &= [23\ 363 \times 0.890\ 6] \text{h} = 19\ 916 \text{h} \\ R(t) &= \exp\left[-\left(\frac{t}{\hat{\eta}}\right)^{\hat{m}}\right] = \exp\left[-\left(\frac{t}{23\ 363}\right)^{1.748\ 3}\right] \\ \lambda(t) &= \frac{m}{\eta} \left(\frac{t}{\eta}\right)^{m-1} = \frac{1.748\ 3 t^{0.748\ 3}}{23\ 363^{1.748\ 3}}\end{aligned}$$

按照  $R(t)$  和  $\lambda(t)$  的两个计算公式，可确定机组工作到时间  $t$  时该级叶片的可靠度和失效率。例如， $t=10\ 000\text{h}$  时， $R=0.797\ 1$ ， $\lambda=3.97 \times 10^{-5}/\text{h}$ ； $t=20\ 000\text{h}$  时， $R=0.466\ 7$ ， $\lambda=6.66 \times 10^{-5}/\text{h}$ 。

第五步，结果讨论。该级叶片损坏的主要原因是叶片切向 B0 型振动不合格。采取的主要处理措施是更换全级动叶片及隔板，隔板喷嘴数由 42 个增加到 64 个，并补焊叶轮，改进后叶片事故不再发生。叶片可靠性统计分析结果为  $m=1.748\ 3>1$ ，这与该叶片 B0 型共振引起疲劳耗损失效的结论一致，符合实际情况。

141mm 级叶片可靠性的统计结果见表 4.13-5。

表 4.13-5 141mm 级叶片可靠性的统计结果

$k$	$t_k$	$x_k = \ln t_k$	$D(11, 11, k)$	$C(11, 11, k)$	$Dx_k$	$Cx_k$
1	8611	9.060 8	0.026 2	-0.069 6	0.237 4	-0.630 6
2	11 180	9.321 9	0.036 9	-0.074 8	0.344 0	-0.697 3
3	12 027	9.394 9	0.047 2	-0.075 0	0.443 4	-0.704 6
4	12 433	9.428 1	0.057 6	-0.071 4	0.543 1	-0.673 2
5	15 817	9.668 8	0.068 5	-0.064 1	0.662 3	-0.619 8
6	16 041	9.682 9	0.080 2	-0.052 5	0.776 6	-0.507 6
7	17 139	9.749 1	0.093 2	-0.035 3	0.908 6	-0.344 1
8	21 738	9.986 8	0.108 2	-0.010 6	1.080 6	-0.105 9
9	23 400	10.060 5	0.126 5	0.028 6	1.272 7	0.287 7
10	30 761	10.334 0	0.151 4	0.094 6	1.564 6	0.977 6
11	54 422	10.904 5	0.204 1	0.329 2	2.225 6	3.589 8
$\Sigma$					10.058 9	0.572 0

5 可靠性设计

从产品的开发计划开始，经过构思、设计、制造、装配、试验、使用、维修、故障反馈等，直到报废之前的所有阶段都应当有可靠性保证措施。但是，汽轮机及其零部件的

固有可靠性是由设计决定的，如果产品的设计可靠性先天不足，不论制造工艺和管理水平有多高，要生产出高可靠性的产品仍然是困难的。可靠性设计是现代设计理论和方法的主要内容之一，它是为达到期望的产品可靠性指标而进行的设计，即应用可靠性理论、技术和统计数据，在设计时考虑零件、部件、设备或系统可靠性的要求，使设计出的产品能满足一定的可靠性指标要求。可靠性设计的目的在于提高产品的可靠性指标，使所设计的产品在规定的使用条件、使用时间及完成规定功能时，其故障次数最少、维修性好、可用性高、寿命期长；其任务则是预测和预防产品所有可能发生的故障，使其达到规定的定性或定量的可靠性目标值。可靠性设计一般可分为两种。一种是根据给定的可靠性目标值进行设计，一般用于新产品的设计和开发；另一种是对现有定型产品的薄弱环节应用可靠性设计方法加以改进提高，达到提高可靠性的目的。

5.1 可靠性设计程序

5.1.1 明确可靠性指标

可靠性指标和产品的其他指标（如性能、功能参数等）一样，是在产品规划阶段就应研究、决定的设计目标。可靠性指标应符合产品的特点，它可以是单一的可靠性特征值，也可以是由多个可靠性特征值构成的可靠性指标体系。例如，对于汽轮机主机，其可靠性指标为可用系数和强迫停运率；而对于汽轮机零部件，则常用可靠度作为可靠性指标。

5.1.2 建立可靠性模型

零部件的可靠性计算模型同其运行中可能发生的主要失效模式有关。例如，隔板的可靠性计算模型同隔板刚度有关；轴承的可靠性计算模型则同轴承稳定性有关。汽轮机主机的可靠性模型是表示整机与各构成单元之间可靠性的逻辑关系及数学关系式，它是进行可靠性分配、预测和分析的基础。通常在产品完成初步设计方案后着手建立可靠性模型。

5.1.3 可靠性目标值分配

零件的可靠性是整机可靠性的基础。可靠性分配是将设计任务书上规定的汽轮机主机的可靠性指标值合理地分配给各构成单元。对于汽轮机主机，就是将主机的可靠性指标分配到汽轮机本体和各辅助系统，再将汽轮机本体的可靠性指标分配到各部套，还要将各部套的可靠性指标分配到各部件、零件。辅助系统的可靠性指标再分配到各设备，最后将各设备的可靠性指标分配到各部件（或子系）、零件（或元件）。分配到每一部分可靠性指标值即是这部分可靠性设计的目标值。

5.1.4 可靠性分析

可靠性分析即是对设计方案进行失效模式、效应分析（FMEA）或故障树分析（FTA），以便找出设计上的疏忽和可靠性薄弱环节，用传统技术和可靠性技术提出改进措施。产品在使用过程中发生失效而证明产品的不可靠，故在进行可靠性设计时，应尽量减少产品发生失效，特别是那些严重和致命的失效的可能性，使产品可靠性达到规定的要求。在整个设计过中，每形成一个改进设计后的新方案都要视情况进行全面或局部的可靠性分析。

5.1.5 可靠性指标值预测

在设计的不同阶段，按所掌握的同类型老产品组成部分的可靠性数据，对所设计产品的可靠性做出估计，称为可靠性预测。设计时，对每一个设计方案（初步、中间和最终方案）都按其可靠性模型进行可靠性指标值的估算，并与给定的可靠性指标相比较。如果设计方案的可靠性水平未达到目



标值,则要再进行设计改进。估算出来的可靠性指标值只是一种理论预测,有待于在试验或使用中验证。可靠性预测的目的是协调设计参数及指标,以提高产品的可靠性;对比设计方案,以选择最佳系统;预示可靠性薄弱环节,以采取改进措施。

#### 5.1.6 可靠性设计评审

为了保证设计符合可靠性要求,在设计方案确定之后,组织由设计、生产、使用各部门专家组成的评审机构,从可靠性角度出发,按事前准备好的设计评审文件对产品的设计方案进行审查,并提出改进措施,确保设计质量。

#### 5.1.7 可靠性试验和验证

汽轮机产品大,无法在试验室进行可靠性试验,大多是在电站现场运行的实际工作条件下暴露问题,然后再改进设计。

### 5.2 可靠性设计的要点

(1) 标准化、系列化、通用化。结构简单和标准化是提高产品可靠性的有效措施。设计时,应尽量使系统结构简单。系统越复杂,可靠性越低。此外,还应采用结构简单、功能好且成熟的零部件,尽可能减少零部件的数量。对于新材料、新结构的应用,需经试验或试用证明其可靠性有保证时,才能大批量使用。应尽量采用标准化的系统和零部件,采用模块化、系列化与通用化设计。对于外协件和外购件,应选用可靠性有保证的厂家生产的高质量产品,从而保证整机可靠性目标的实现。

(2) 设计的安全系数。设计元器件、零部件时,对其工作能力要留有余地,要有适当的安全系数。

(3) 冗余设计。在可靠性技术中,冗余是指使用一套以上的设备或零部件来完成给定任务,确保当其中一部分设备或零部件发生故障时,系统或整机仍能正常工作。只有在所有的设备或零部件都发生故障时,系统或整机才会发生故障。采用冗余设计会引起设备重量和成本的增加。

(4) 提高关键零部件的可靠性。产品中故障次数多、修复时间长、损坏后对产品可靠性影响大的零部件称为产品的可靠性薄弱环节,也称关键零部件。设计中应通过筛选,采用长寿命、高可靠性的产品,一般可通过采用大安全系数或进行可靠性设计来提高关键零部件的可靠性。

(5) 失效安全设计。当设备或系统的一部分发生故障时,依靠产品的自身结构来确保系统、设备安全的设计称为失效安全设计。例如,压力容器的安全阀、汽轮机的危急遮断器、真空爆破门以及对异常状态的监测、报警和人员保护措施等均属于这一类设计。

(6) 人机工程设计。人员的误操作是复杂系统可靠性与安全性的重大威胁。除人员自身的原因外,操纵台、控制盘以及操作环境也与人员的误操作有密切关系。人机工程设计的目的,一是为保证系统向人传达信息的可靠性(如指示、显示装置的设计);二是为保证人向系统传达指令或直接操作的可靠性(如控制终端、操纵器的设计)。这两方面都属于系统自身的设计。再一方面是操作环境的设计,其目的是为了使人员的工作环境适合人的劳动生理特点,以便减小误操作概率。

(7) 耐环境设计。耐环境设计是研究环境应力的影响,从而采取提高耐环境应力能力的措施。强化耐环境性有时会受到经济性的限制,因此也可以考虑对产品极端环境下采取保护措施。如加装振动缓冲器、空调器等保护装置,有时比强化产品本身的耐环境性更为经济。

(8) 维修性设计。维修性设计就是在设计时考虑使产品的故障容易发现,易于检查并便于尽快修复。对可靠性薄弱环节和不易发现故障的部位,应设置故障诊断、检测、指示及报警装置,通过设计提高故障的可检测性;凡需检查、维护、拆装、更换部件的部位均应有足够的空间,使检测、拆装及维修都很方便;应尽量设法减少或避免因某一零件维修而要拆装其他零件,要考虑维修人员的作业方便与安全。

### 5.3 汽轮机零部件可靠性设计概述

汽轮机零部件的可靠性设计使用的是机械概率设计法,概述如下。

#### 5.3.1 设计量的分布参数

由于材质与热处理、载荷与加工尺寸的离散性,制造、安装、检修工艺的离散性和运行参数的随机性,汽轮机部件的材料力学性能、静应力、动应力、疲劳强度、挠度、静频、动频、临界转速、扭振频率、失稳转速、工作转速、激振力频率、危急保安器动作转速、胀差、通流部分轴向间隙、屈服极限、持久强度、蠕变极限、复合疲劳极限、S-N曲线、有效应力集中系数等设计量均不是定值而是随机变量。在可靠性设计中,确定设计量分布参数的方法有下列几种。

(1) 实测数据统计法。通过试验或监测得出某型号汽轮机零部件设计量 $z$ 的若干个观测值 $z_1, z_2, \dots, z_n$ 后,其均值 $\bar{z}$ 和标准差 $S_z$ 的统计公式分别为

$$\bar{z} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i$$

$$S_z = \left[ \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (z_i - \bar{z})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

(2) Taylor级数展开法。某型号汽轮机零部件的设计量 $z$ 可以用解析式表示为 $n$ 维函数,即

$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

式中: $x_1, x_2, \dots, x_n$ 分别为载荷、工作温度、部件尺寸、材料力学性能等独立的随机变量。当各随机变量 $x_i$ 偏离均值 $\bar{x}_i$ 很小,即 $S_{x_i}/\bar{x}_i$ 很小时,将该函数展开成Taylor级数并忽略余项后,近似法确定 $\bar{z}$ 和 $S_z$ 的公式为

$$\bar{z} \approx f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n)$$

$$S_z \approx \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial z}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

(3) 数值计算法。有的汽轮机零部件的某设计量 $z$ 的计算公式很难用解析式表示,因此,工程上常用差分法、有限元法、传递矩阵法等数值计算法来确定,并研制出专用的计算机软件。在该设计量的各影响因素 $x_i$ 通过制造厂和电站的测量、试验、监测和统计分析确定其均值 $\bar{x}_i$ 和标准差 $S_{x_i}$ 之后,使用计算机软件可确定 $\bar{z}$ 和 $S_z$ 。假设 $z$ 有 $n$ 个为随机变量的影响因素,即 $z = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 当影响因素 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 相互独立,且 $S_{x_i}/\bar{x}_i$ 很小,取各随机变量均值时,使用该软件计算一次,得: $\bar{z} \approx F(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n)$ ;对第 $i$ 个随机变量 $x_i$ 分别取 $x_{i1} = \bar{x}_i + 0.1S_{x_i}$ ,其他随机变量取均值时,使用该计算机软件可以计算出 $x_{i1}$ 对应的 $z_{i1}$ 。 $x_i$ 数值变化对 $z$ 影响的偏导数为 $\frac{\Delta z}{\Delta x_i} = (z_{i1} - \bar{z}) / (x_{i1} - \bar{x}_i)$ 。由第 $i$ 个随机变量产生的 $z$ 的方差为 $(\Delta z / \Delta x_i)^2 S_{x_i}^2$ 。进行 $n$ 次计算分别确定 $n$ 个随机变量产生的 $z$ 的方差后,有

$$S_z \approx \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\Delta z}{\Delta x_i} \right)^2 S_{x_i}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$



### 5.3.2 可靠度计算模型

(1) 静强度。用  $\sigma_c$  和  $\delta$  分别表示汽轮机零部件的静应力和静强度,  $f(\sigma_c)$  和  $g(\delta)$  分别表示汽轮机零部件静应力分布的概率密度函数和静强度分布的概率密度函数 (见图 4.13-2)。根据静应力分布和静强度分布的干涉模型, 汽轮机零部件静强度设计的可靠度  $R_c$  为

$$R_c = P(\sigma_c < \delta) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma_c) \left[ \int_{\sigma_c}^{\infty} g(\delta) d\delta \right] d\sigma_c$$

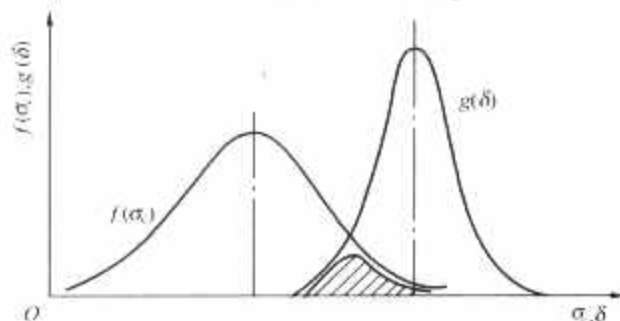


图 4.13-2 静应力分布和静强度分布的概率密度函数

(2) 疲劳强度。汽轮机零部件的动应力  $\sigma_d$  和静应力  $\sigma_c$  之比称为应力比, 用符号  $r$  表示, 即  $r = \sigma_d / \sigma_c$ 。当  $r$  为随机变量时, 如图 4.13-3 所示, 通过作图法可确定等效复合疲劳应力  $x_1$  和等效复合疲劳强度  $x_2$  的分布参数。用  $f(x_1)$  和  $g(x_2)$  分别表示等效复合疲劳应力分布的概率密度函数和等效复合疲劳强度分布的概率密度函数, 利用概率设计法, 汽轮机零部件疲劳强度设计的可靠度  $R_b$  为

$$R_b = P(x_1 < x_2) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x_1) \left[ \int_{x_1}^{\infty} g(x_2) dx_2 \right] dx_1$$

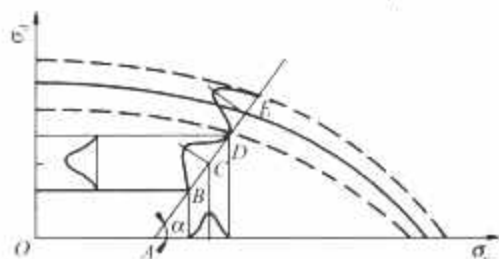


图 4.13-3 应力比为随机变量时的应力分布和强度分布

(3) 振动。用  $\omega$  和  $F$  分别表示汽轮机的激振力频率和零部件的固有频率, 用  $f(\omega)$  和  $g(F)$  分别表示激振力频率分布的概率密度函数和零部件固有频率分布的概率密度函数。当  $\bar{F} < \bar{\omega}$  时, 如图 4.13-4(a) 所示, 根据部件固有频率分布和激振力频率分布的干涉模型, 零部件避开共振的可靠度  $R_f$  为

$$R_f = P(F < \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} g(F) \left[ \int_F^{\infty} f(\omega) d\omega \right] dF$$

当  $\bar{F} > \bar{\omega}$  时, 如图 4.13-4(b) 所示, 有

$$R_f = P(F > \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) \left[ \int_{\omega}^{\infty} g(F) dF \right] d\omega$$

### 5.3.3 关键零部件的可靠性设计

汽轮机叶片、叶轮、转子、隔板和轴承在现场运行中有多种失效模式, 以下给出同这些零部件在实际运行中发生的主要失效模式对应的可靠性设计方法。

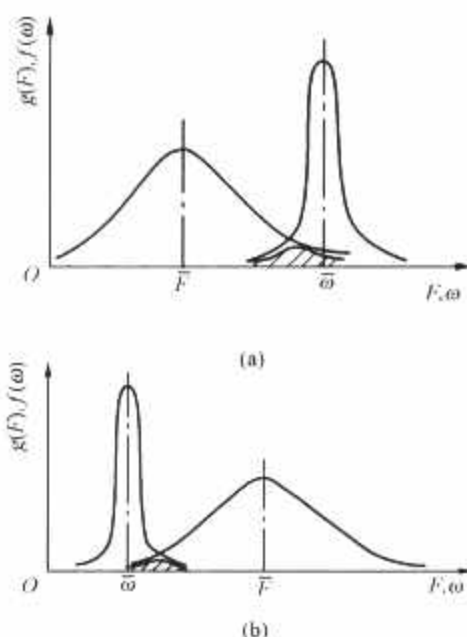


图 4.13-4 振动可靠性设计示意图  
(a)  $\bar{F} < \bar{\omega}$ ; (b)  $\bar{F} > \bar{\omega}$

(1) 动叶片疲劳强度设计。计算汽轮机动叶片安全倍率  $A_b$  的均值  $\bar{A}_b$  和标准差  $S_{A_b}$ , 确定  $A_b$  的许用值  $[A_b]$ , 动叶片疲劳强度设计的可靠度  $R_{Ab}$  为

$$R_{Ab} = \int_{[A_b]}^{\infty} f(A_b) dA_b$$

某型号汽轮机 700mm 的叶片, 利用已有的数据, 计算得  $\bar{A}_b = 11.099\ 6$ ,  $S_{A_b} = 1.062\ 2$ ,  $[A_b] = 4.5$ ,  $R_{Ab} = 0.999\ 999$ 。该叶片在运行中没有发生事故, 可靠性设计分析的结果同电站现场运行的实际情况相符合。

(2) 叶轮静强度设计。确定汽轮机叶轮静应力  $\sigma_w$  和叶轮材料静强度  $\delta_w$  的分布函数后, 叶轮静强度设计的可靠度  $R_{wc}$  为

$$R_{wc} = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma_w) \left[ \int_{\sigma_w}^{\infty} g(\delta_w) d\delta_w \right] d\sigma_w$$

(3) 转子弯曲振动设计。确定汽轮发电机组转子的临界转速  $n_c$  和机组工作转速  $n_0$  的分布函数后, 汽轮机刚性转子振动设计的可靠度  $R_{rf}$  为

$$R_{rf} = \int_{-\infty}^{\infty} f(n_0) \left[ \int_{n_0}^{\infty} (n_c) dn_c \right] dn_0$$

(4) 隔板刚度设计。计算汽轮机隔板挠度  $y$  和运行汽轮机通流部分轴向间隙的分布参数, 用  $f(y)$  和  $g(x)$  分别表示隔板挠度分布的概率密度函数和运行汽轮机通流部分轴向间隙分布的概率密度函数。使用概率设计法, 隔板刚度设计的可靠度  $R_{dy}$  为

$$R_{dy} = P(y < z) = \int_{-\infty}^{\infty} f(y) \left[ \int_y^{\infty} g(z) dz \right] dy$$

(5) 轴承稳定性设计。确定汽轮发电机组轴承失稳转速  $n_{st}$  和汽轮机危急保安器动作转速  $n_d$  的分布参数后, 轴承稳定性设计的可靠度  $R_{bs}$  为

$$R_{bs} = P(n_{st} > n_d) = \int_{-\infty}^{\infty} f(n_d) \left[ \int_{n_d}^{\infty} g(n_{st}) dn_{st} \right] dn_d$$

# 第14章 强度设计基础

## 1 基于弹性应力分析的强度

在进行常规汽轮机部件强度的设计计算时,一般将构件视为二维问题进行分析,常需根据已知的某两个方向的应力计算另一截面上的应力或主应力。

### 1.1 主应力表达式、摩尔圆与应力应变转换计算

构件单元体 OA、OB 两边上的正应力  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  及剪应力  $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{yx}$  为已知,其二维应力图如图 4.14-1 所示, $n$  为 AB 的法线方向, $\alpha$  为法线与  $x$  轴的夹角。 $\phi$  为主应力方向与图 4.14-1 中  $x$  轴的夹角。用已知的  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  及  $\tau_{xy}$  (即  $-\tau_{yx}$ ) 即可绘制应力摩尔圆,如图 4.14-2 所示,并可求得截面 AB 的正应力  $\sigma_n$  和剪应力  $\tau$ ,以及主应力  $\sigma_{\max}$ 、 $\sigma_{\min}$  和主应力方向  $\phi$ 。

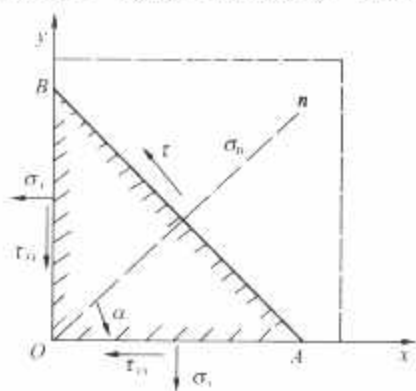


图 4.14-1 二维应力图

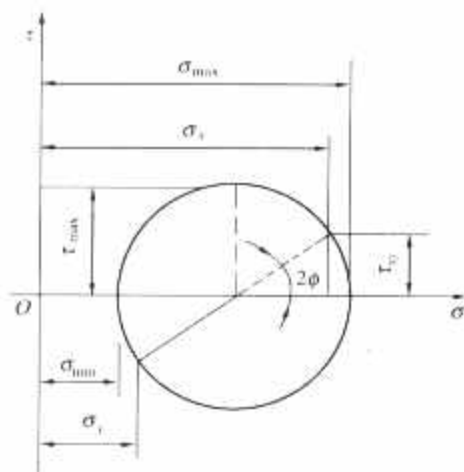


图 4.14-2 应力摩尔圆

$$\left. \begin{aligned} \sigma_n &= \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha \\ \tau &= \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \sin 2\alpha - \tau_{xy} \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (4.14-1)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max}, \sigma_{\min} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \tan 2\phi &= \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-2)$$

在板条结构中,因  $\sigma_z=0$ ,故可在  $xz$ 、 $yz$  截面中找最大剪应力  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$  或  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\min}}{2}$ 。

## 1.2 平面应力和平面应变状态

### 1.2.1 平面应力状态

若一构件仅在两个方向有应力而在第三个方向应力为零(如薄板),则该构件处于平面应力状态;如第三个方向应力为一均匀的压应力  $p$ ,则其状态近似于平面应力状态。此时,两个垂直方向  $x$ 、 $y$  上的主应力与应变  $\epsilon$  间的关系及剪应力与角应变的关系分别为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_x + \mu \epsilon_y) - \frac{\mu}{1-\mu} p \\ \sigma_y &= \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_y + \mu \epsilon_x) - \frac{\mu}{1-\mu} p \\ \tau_{xy} &= G \gamma_{xy} = \frac{E}{2(1+\mu)} \gamma_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-3)$$

式中: $E$  为弹性模量; $\mu$  为泊松比; $G$  为剪切模量; $\gamma_{xy}$  为角应变。

### 1.2.2 平面应变状态

构件上有一个方向上的应变为零,则该构件就处于平面应变状态。若该方向的应变为一均匀恒定值,则也可作为平面应变问题处理。

启停过程中,汽轮机转子上存在着温度梯度,因转子很长,故其轴向应变可设为

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)] + \beta(T - \bar{T}) = 0$$

此时可得

$$\sigma_z = \mu(\sigma_r + \sigma_\theta) + E\beta(T - \bar{T}) \quad (4.14-4)$$

式中: $\sigma_z$ 、 $\sigma_r$ 、 $\sigma_\theta$  分别为任何一点处的轴向、径向及周向应力; $T$  为该点处的金属温度; $\bar{T}$  为通过该点转子横断面上的体平均温度; $\beta$  为材料线膨胀系数。

大型构件(如汽缸、转子)的平整表面应力状态可视为平面应力性质;然而大构件中裂纹尖端、缺口、凹槽底部等(如轴上的弹性槽、汽封槽及末级叶片纵树形叶根靠中部处的齿根),则可视作处在平面应变状态来考虑其应力集中问题。

## 1.3 常用的热应力关系式

### 1.3.1 热冲击引起的局部极限热应力

若有蒸汽或火焰喷到金属构件的局部表面,使之局部温度突然升高,则此处热应力将达到最大值。因加热点四周冷却区同样的限制,可设  $\sigma_r = \sigma_y = \sigma$ ,  $\epsilon_r = \epsilon_y = 0$ , 故得

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma = -\frac{E\beta\Delta T}{1-\mu} \quad (4.14-5)$$

### 1.3.2 汽轮机水平中分面法兰中的热应力

汽轮机法兰中的热应力主要是由径向温度梯度引起的。视法兰为一板条,已知: $c$  为一半法兰宽度, $h$  为法兰高度, $T$  为径向方向任一点  $y$  处的金属温度, $\bar{T}$  为法兰径向的平均温度,设缸壁径向平均温度也为  $\bar{T}$ ,汽缸壁限制法兰的自由翘曲并引起两个方向的弯矩,即  $M_r$  与  $M_z$ 。缸壁的限制作用介于把法兰完全固定夹住和允许其自由翘曲两者之间,因此分两个极端情况来看。

(1) 法兰受汽缸约束而保持平板状态,  $z$  向未受限制,  $z$  向总力为零, 即  $\epsilon_z = \epsilon_r = 0$ ,  $M_r = M_z$ ,  $\sigma_z = \sigma_r = \sigma_\theta$ 。

(2) 缸壁对法兰无任何约束力。实际情况介于 (1) 与 (2) 之间。例如, 设内外壁温差为  $\Delta T$ , 以内缸法兰温度取线性分布  $T = \frac{\Delta T}{2} \left(1 - \frac{r}{c}\right)$  为例, 则内壁应力  $\sigma_z$  介于  $-\left(\frac{E\beta}{1-\mu}\right)\frac{\Delta T}{2} \sim 0$ , 外壁应力  $\sigma_z$  则介于  $0 \sim \left(\frac{E\beta}{1-\mu}\right)\frac{\Delta T}{2}$ 。

### 1.3.3 球形阀壳体中的热应力

设任何半径处的温度  $T$  为已知, 内径为  $r_i$ 、外径为  $r_o$ ,  $\sigma_r$  为径向应力,  $\sigma_\theta$  为切向应力, 内外径处  $\sigma_r = 0$ , 则内外表面周向热应力的统一表达式为 (工作压力引起的应力可另行考虑再叠加)

$$\sigma_\theta = \frac{E\beta}{1-\mu}(T - \bar{T}) \quad (4.14-6)$$

$$\bar{T} = \frac{3}{r_o^3 - r_i^3} \int_{r_i}^{r_o} Tr^2 dr$$

式中:  $\bar{T}$  为球形阀壳体平均温度。

由于阀壳上开口处补强结构的约束, 因此实际热应力要大一些。

### 1.3.4 汽轮机光滑转子或厚壁圆筒中的热应力

从平面应变条件与边界条件  $r = r_i$  和  $r = r_o$  处  $\sigma_r = 0$ , 得任何半径  $r$  处的径向热应力  $\sigma_r$ 、周向热应力  $\sigma_\theta$  和轴向热应力  $\sigma_z$  为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E\beta}{r^2} \int_{r_i}^r \frac{(\bar{T} - T)}{1-\mu} r dr \\ \sigma_z &= \frac{E\beta}{1-\mu} (\bar{T} - T) \\ \sigma_\theta &= \frac{E\beta}{1-\mu} \times \frac{1}{r^2} \left[ r^2 (\bar{T} - T) - \int_{r_i}^r (\bar{T} - T) r dr \right] \end{aligned} \right\} \quad (4.14-7)$$

$$\bar{T} = \frac{2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} T r dr$$

式中:  $\bar{T}$  为轴断面的体平均温度。

转子内孔与外表面应力的通用表达式为

$$\sigma_\theta = \sigma_z = \frac{E\beta(T - \bar{T})}{1-\mu} \quad (4.14-8)$$

## 2 基于弹塑性应力分析的强度

### 2.1 弹塑性应力分析的意义

在进行汽轮机新产品设计或为澄清一些问题时, 要进行蠕变或弹塑性计算。例如, 高温阀壳的蠕变变形或机组快速启停对转子应力集中处引起的寿命消耗等。

进入塑性区后, 应力应变成为非线性关系, 蠕变变形更是时间的函数, 多数结构须用计算机进行计算, 即使有现成的程序, 也须掌握必要的力学关系式。

应力应变各有六个分量。假设应力应变的等效值随负载的增加而沿着一维试棒的材料硬化曲线运动。为便于计算机使用, 硬化曲线须公式化, 且既适用于弹性范围, 也适用于塑性范围。

由于弹塑性计算工作量大, 因此, 也可采用两到三次迭代弹性计算求出塑性应变量的近似方法。

### 2.2 硬化曲线及其数学模型

材料的硬化曲线是通过一维拉伸试验求出的, 它表示材料屈服后至断裂这一过程的应力与应变关系。如外力的作用是压缩, 则假设材料的压缩硬化曲线与拉伸的曲线形状相

同、方向相反。通常有两种循环回路的做法。

#### 2.2.1 工程常用的单向加载模型

(1) 理想弹塑性模型。假定材料超过屈服点后, 进入纯塑性区时, 硬化曲线为水平线, 材料用不变的屈服应力流变。计算极限载荷时就用这种模型, 且假设流变应力  $\sigma_f = \frac{\sigma_s + \sigma_u}{2}$ ,  $\sigma_s$  为屈服点应力,  $\sigma_u$  为抗拉强度。对  $\frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_u} > 0.8$  的高强度铁素体钢构件进行近似弹塑性计算时也常用这种模型。

(2) 线性强化模型。假设屈服后应力应变增量比服从另一假想的恒定弹性模数  $E' = \frac{d\sigma}{d\epsilon}$ , 则在图 4.14-3 所示的单向加载的硬化曲线中, 可用折线  $OBC$  代替真实的硬化曲线  $OA$ 。用有限元计算弹塑性问题时常使用这样的模型。

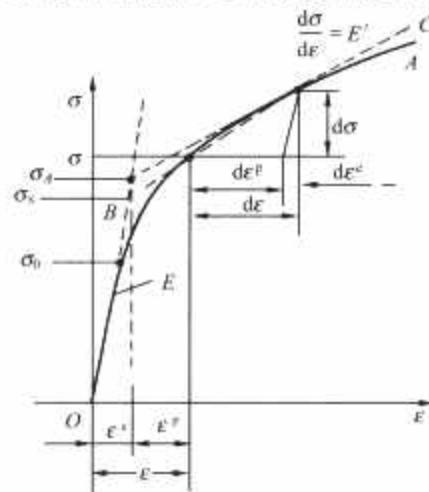


图 4.14-3 单向加载的硬化曲线

(3) 指数模型。材料进入塑性区后, 其总的应变量为

$$\epsilon = \epsilon^e + \epsilon^p = \frac{\sigma}{E} + \frac{\sigma_k}{E} \left( \frac{\sigma}{\sigma_k} \right)^m \quad (4.14-9)$$

式中:  $\epsilon^e$  为弹性应变分量;  $\epsilon^p$  为塑性应变分量;  $\sigma$  为硬化曲线上相应于应变  $\epsilon$  的应力;  $m$  及  $\sigma_k$  均为材料常数。

当  $\sigma = \sigma_k$  时,  $\epsilon^p = \epsilon^e$ 。从材料的角度, 此模型能较好地代表调质铁素体钢的硬化曲线。如用于硬化程度很高的奥氏体钢, 则此模型与实际差异较大。

#### 2.2.2 循环加载模型

图 4.14-4 所示为循环加载化曲线的两个假设模型, 按

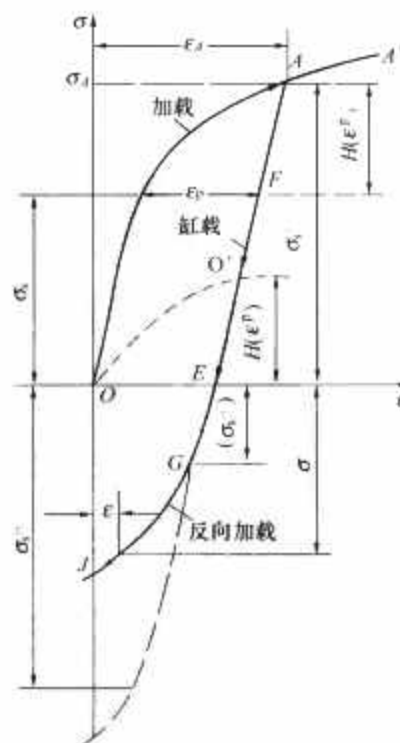


图 4.14-4 循环加载化曲线的两个假设模型



图加载、卸载过程,两种常用循环加载模型如下。

(1) 等向强化模型。在加载过程中,拉应力屈服点由于材料硬化而升到A,即屈服应力由 $\sigma_s$ 增大到 $\sigma'_s$ ;同时,假设反向加载时的屈服应力 $\sigma''_s$ 大小与原材料硬化后的拉伸屈服应力大小等同,即 $\sigma''_s = -\sigma'_s$ 。这个模型用起来方便,但仅适用于塑性变形较小的情况。

(2) 随动强化模型。根据实测,一般钢材存在 $|\sigma''_s| < |\sigma'_s|$ 的现象,即所谓的包兴格效应。考虑包兴格效应,假设反向加载后,即有 $EO' = AF$ ,而反向硬化曲线的形状与拉伸硬化曲线相同,或 $|\sigma''_s| + |\sigma'_s| = 2\sigma_s$ 。受力再度反向时亦然。此模型较符合实际,在工程中应用最多。如初始加载时的硬化曲线表示为 $\epsilon = f(\sigma)$ ,则在达到A点开始卸载并反向加载后,硬化曲线可表示为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon - \epsilon_A &= 2f\left(\frac{\sigma - \sigma_A}{2}\right) \\ \text{其指数形式为} \\ \epsilon - \epsilon_A &= \frac{\sigma - \sigma_A}{E} + \frac{2\sigma_k}{E} \left(\frac{\sigma - \sigma_A}{2\sigma_k}\right)^m \end{aligned} \right\} \quad (4.14-10)$$

式中: $\sigma_A$ 、 $\epsilon_A$ 分别为转折点A的应力、应变; $\sigma$ 、 $\epsilon$ 则为反向加载后反向硬化曲线上任何一点的应力、应变。

### 2.3 弹塑性计算中的应力应变关系

为便于从弹性区到塑性区的连续计算,需建立跨两区的应力应变关系的统一表达式。

$$\left. \begin{aligned} d\epsilon_{eq}^p &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(d\epsilon_1^p - d\epsilon_2^p)^2 + (d\epsilon_2^p - d\epsilon_3^p)^2 + (d\epsilon_3^p - d\epsilon_1^p)^2} \\ \text{或} \quad d\epsilon_{eq}^p &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(d\epsilon_x^p)^2 + (d\epsilon_y^p)^2 + (d\epsilon_z^p)^2 + \frac{3}{2} [(d\gamma_{xy}^p)^2 + (d\gamma_{yz}^p)^2 + (d\gamma_{zx}^p)^2]} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-14)$$

(4) 等效硬化曲线。为计算方便,希望有统一的等效应力与等效应变表达式同时适用于塑性区与弹性区,并有统一的等效应力与等效应变落在硬化曲线上。两区的等效应力形式一致,但由于两区的泊桑系数不同,因此等效应变的表达式需进行修改,为此将弹性模数改为

$$\bar{E} = \frac{\sigma_{eq}}{\epsilon_{eq}} = \frac{3E}{2(1+\mu)} = 3G \quad (4.14-15)$$

式中: $\sigma_{eq}$ 为等效应力(定义详见本章第10节); $\epsilon_{eq}$ 为等效应变。

式(4.14-15)表明硬化曲线中的弹性段直线的斜率须放大。

超过屈服点以后的塑性区硬化曲线也须改造。设采取线性硬化模式,该段假想弹性模数为 $E'$ ,它应改为 $\bar{E}'$ ,以满足 $\bar{E}' = \frac{d\sigma_{eq}}{d\epsilon_{eq}}$ 。此处总应变增量 $d\epsilon_{eq}$ 满足 $d\epsilon_{eq} = d\epsilon_{eq}^e + d\epsilon_{eq}^p$ 。再以拉伸到塑性范围的一维试棒为例,可推得塑性区的等效弹性模数为

$$\bar{E}' = \frac{3E'}{3 - \left(\frac{1-2\mu}{E}\right)E'} \quad (4.14-16)$$

#### 2.3.2 应力应变关系的统一表达式

(1) 符号说明。为简化表达式,可用三个脚注*i*、*j*、*k*分别代表*x*、*y*、*z*方向:

正应力分别用 $\sigma_{ii}$ 、 $\sigma_{jj}$ 、 $\sigma_{kk}$ 代表 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\sigma_z$ ;

剪应力分别用 $\sigma_{ij}$ 、 $\sigma_{jk}$ 、 $\sigma_{ki}$ 代表 $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{yz}$ 、 $\tau_{zx}$ ;

正应变分别用 $\epsilon_{ii}$ 、 $\epsilon_{jj}$ 、 $\epsilon_{kk}$ 代表 $\epsilon_x$ 、 $\epsilon_y$ 、 $\epsilon_z$ ;

剪应变分别用 $\epsilon_{ij}$ 、 $\epsilon_{jk}$ 、 $\epsilon_{ki}$ 代表 $\frac{\gamma_{xy}}{2}$ 、 $\frac{\gamma_{yz}}{2}$ 、 $\frac{\gamma_{zx}}{2}$ ;

#### 2.3.1 基本概念

(1) 完全的塑性变形不引起体积变化。设*V*为一微元体体积, $\Delta V$ 为该处应变引起的体积变化,则有

$$\frac{\Delta V}{V} = (1 + \epsilon_1^p)(1 + \epsilon_2^p)(1 + \epsilon_3^p) - 1 \approx \epsilon_1^p + \epsilon_2^p + \epsilon_3^p = 0 \quad (4.14-11)$$

式中: $\epsilon_1^p$ 、 $\epsilon_2^p$ 、 $\epsilon_3^p$ 分别为三个主应力方向的塑性应变值。

(2) 塑性区里的泊桑系数 $\nu$ 。弹性和塑性两区的泊桑系数统一用符号 $\nu$ 表示。设一个试棒被拉伸到全塑性区,其横向增量为 $d\epsilon_y^p = d\epsilon_z^p = -\nu d\epsilon_x^p$ ,则由式(4.14-11)得 $\nu = 0.5$ ;在弹性到全塑性区之间的过渡区可设

$$\nu = 0.5 - 0.2\left(\frac{\sigma_s}{\sigma_i}\right) = 0.5 - 0.2\left(\frac{\epsilon_s}{\epsilon}\right) \geq 0.3 \quad (4.14-12)$$

$$\sigma_i = E\epsilon$$

$$\epsilon = \epsilon^e + \epsilon^p$$

式中: $\sigma_s$ 、 $\epsilon_s$ 为屈服点的应力、应变。

(3) 等效应变与增量。进入塑性区后,总应变增量 $d\epsilon$ 为 $d\epsilon = d\epsilon^e + d\epsilon^p$ ,则等效塑性应变 $\epsilon_{eq}^p$ 可表示为

$$\epsilon_{eq}^p = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_1^p - \epsilon_2^p)^2 + (\epsilon_2^p - \epsilon_3^p)^2 + (\epsilon_3^p - \epsilon_1^p)^2} \quad (4.14-13)$$

式中: $\epsilon_1^p$ 、 $\epsilon_2^p$ 、 $\epsilon_3^p$ 分别为三个主应变量的塑性分量。等效应变增量 $d\epsilon_{eq}^p$ 可表示为

$$\text{水压应力 } \sigma_H = \frac{1}{3} \sum \sigma_{ii}; \text{ 平均应变 } \epsilon_m = \frac{1}{3} \sum \epsilon_{ii}.$$

引入数学符号 $\delta_{ij}$ ,其定义为:当 $i=j$ 时, $\delta_{ij}=1$ ;当 $i \neq j$ 时, $\delta_{ij}=0$ 。由此引入偏应力与偏应变概念为:

偏应力: $\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_H \delta_{ij}$ ,因而当 $i \neq j$ 时, $\sigma'_{ij} = \sigma_{ij}$ , $\sigma_H$ 对剪应力不起作用,显然 $\sigma_{eq} = \sigma'_{eq}$ 。

偏应变: $\epsilon_{ij} = \epsilon_{ij} - \epsilon_m \delta_{ij}$ ,因而当 $i \neq j$ 时, $\epsilon_{ij} = \epsilon_{ij} = \frac{\gamma_{ij}}{2}$ ,即平均应变对角应变不起作用。

(2) 应力应变关系的统一表达式。进入塑性区后,应变增量为 $d\epsilon_{ij} = d\epsilon_{ij}^e + d\epsilon_{ij}^p$ 。同时适用于弹性区与塑性区,且均可代表正应力、应变与剪应力、角应变的统一增量表达式为

$$d\epsilon_{ij} = \frac{d\sigma'_{ij}}{2G} + \sigma'_{ij} d\lambda \quad (4.14-17)$$

式中: $d\lambda = \frac{3}{2} \times \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}^p}$ , $\sigma_{eq}^p$ 及 $\epsilon_{eq}^p$ 应落在硬化曲线上。弹性区 $d\epsilon_{eq}^p = 0$ ,式(4.14-17)具有普遍意义。

在主应力方向恒定不变、材料各向同性的条件下,塑性分量和弹性分量的确定如下:

(1) 塑性分量的表达式。对于单向加载(中间无卸载)的过程,有表达式

$$d\epsilon_{ij}^p = d\epsilon_{ij}^e = \frac{3}{2} \times \frac{d\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}^p} \sigma'_{ij} = \frac{3}{2} \times \frac{1}{\psi'} \times \frac{d\sigma_{eq}}{\sigma_{eq}} \sigma'_{ij} \quad (4.14-18)$$

式中: $\psi'$ 为硬化曲线改造后的斜率。

需要进行弹塑性力学分析的汽轮机零件,其主应力方向一般恒定不变,故 $d\epsilon_1^p$ 、 $d\epsilon_2^p$ 、 $d\epsilon_3^p$ 之间的比例,以及加载过

程中  $\sigma'_1$ 、 $\sigma'_2$  与  $\sigma'_3$  之间的比例也不会变；故  $\frac{\sigma'_{ij}}{\sigma'_{eq}}$  的比值保持不变，由式 (4.14-18) 积分得

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{ij}^p &= \frac{3}{2} \times \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \sigma'_{ij} \\ \epsilon_{ii}^p &= \frac{3}{2} \times \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \sigma'_{ii} \\ \gamma_{ij}^p &= 3 \left( \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \right) \tau'_{ij} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-19)$$

(2) 弹性分量的表达式。由式 (4.14-17) 得弹性分增量为  $\frac{d\sigma'_{ij}}{2G}$ 。

在弹性区，剪应力与角应变一般可写为

$$\tau'_{ij} = \frac{\sigma'_{ij}}{2G} \quad (4.14-20)$$

如果  $i \neq j$ ，则

$$\epsilon_{ij}^e = \epsilon_{ij}^v = \frac{\gamma_{ij}}{2} = \frac{\tau_{ij}}{2G}$$

工程上常进行的循环受力计算中，此处只考虑单向加载。

## 2.4 用弹性计算求塑性应变量的近似值

由于有限元弹塑性计算的工作量要大得多，因此，如对构件塑性变形量的精度要求不高，则可用近似方法根据弹性计算求出塑性应变变量。

### 2.4.1 作为平面应变问题处理

假设材料不屈服，用弹性计算求出应力集中处的应变。从硬化曲线查出相应于该应变量的真实应力作为屈服后的应力。在三维情况下，弹性计算求出的总等效应变量为  $\epsilon_{eq}$ ，从硬化曲线上查出相应的屈服后等效应力为  $\sigma_{eq}^p$ ，则等效塑性应变量为

$$\epsilon_{eq}^p = \epsilon_{eq} - \frac{\sigma_{eq}^p}{E} = \epsilon_{eq} - \frac{2(1+\mu)}{3E} \sigma_{eq}^p \quad (4.14-21)$$

### 2.4.2 作为平面应力问题处理

如应力集中处的弹性应力或其应力集中系数已知，则可用纽巴公式求出塑性应变变量（详见本章第4节），但求出的应变变量偏大。

### 2.4.3 用有限元初应力法分步逼近

参照式 (4.14-19)，因  $\sigma'_x = \sigma_x - \sigma_H$ ，故在塑性区的总应变变量可写为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \epsilon_x^e + \epsilon_x^p = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] + \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \left[ \sigma_x - \frac{1}{2}(\sigma_y + \sigma_z) \right] + \beta T \\ \gamma_{xy} &= \gamma_{xy}^e + \gamma_{xy}^p = \left[ \frac{2(1+\mu)}{E} + \frac{3\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} \right] \tau_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-22)$$

对  $\epsilon_y$ 、 $\epsilon_z$  及  $\gamma_{yz}$ 、 $\gamma_{zx}$  亦可列出类似方程。应变方程式 (4.14-22) 可求出以应力为应变函数的  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\sigma_z$  及  $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{yz}$ 、 $\tau_{zx}$  等6组表达式，如

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1+\varphi)^2 - 2\left(\mu + \frac{\varphi}{2}\right)^2 - (1+\varphi)\left(\mu + \frac{\varphi}{2}\right)} \times \\ &\quad \left[ \left(1 - \mu + \frac{\varphi}{2}\right) \epsilon_x + \left(\mu + \frac{\varphi}{2}\right) (\epsilon_y + \epsilon_z) - \left(1 + \mu + \frac{3\varphi}{2}\right) \beta T \right] \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(\mu+1) + 3\varphi} \gamma_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-23)$$

$$\varphi = E \frac{\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}}$$

式中： $\varphi$  为无因次量。

在平面应力 ( $\sigma_z=0$ ) 状态下，有

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1+\varphi)^2 - \left(\mu + \frac{\varphi}{2}\right)^2} \times \\ &\quad \left[ (1+\varphi) \epsilon_x + \left(\mu + \frac{\varphi}{2}\right) \epsilon_y - \left(1 + \mu + \frac{3\varphi}{2}\right) \beta T \right] \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \frac{E}{2(\mu+1) + 3\varphi} \gamma_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-24)$$

$\sigma_y$  也有类似表达式。

分步逼近计算的步骤如下：

(1) 第一步：作为纯弹性问题处理。求出外力作用下的等效应力  $\sigma_{eq}$  及等效应变  $(\epsilon_{eq})_1$ 。凡  $\sigma_{eq}$  超过屈服应力的各点，则将其  $(\epsilon_{eq})_1$  作为总应变（包括弹塑两部分），从硬化曲线上查出相应于  $(\epsilon_{eq})_1$ 、塑性区的近似等效应力  $(\sigma_{eq})_1$ ，并代入式 (4.14-21) 求出  $(\epsilon_{eq})_1$  的塑性应变分量  $(\epsilon_{eq}^p)_1$ ，同时求出无因次量  $\varphi$  值。

(2) 第二步：把在第一步中用弹性计算求出的各点应变分量以及  $\varphi$  值代入式 (4.14-23) 或式 (4.14-24)，求出塑性区各点的近似应力分布，组成应力矩阵  $\{\sigma\}$ 。另用  $\{\sigma_1\}$  代表第一步弹性计算解的应力矩阵。求出应力差值矩阵  $\{\sigma'\} = \{\sigma_1\} - \{\sigma\}$ ；改变  $\{\sigma'\}$  的符号，折算到各节点上作为作用于各节点上的内力（类似于内应力）看待。

(3) 第三步：在外力与作用在塑性区各节点上的假想内力的作用下，重复第一步开始重新进行整个构件的弹性计算，求出新的弹性应力矩阵  $\{\sigma_{II}\}$  及相应的等效应力  $\sigma_{eq}$  及等效应变  $\epsilon_{eq}$  的分布，从硬化曲线上查出塑性区各点新的等效应力值  $\sigma_{eq}^p$ ，并进一步求出近似的塑性应变分量  $\epsilon_{eq}^p$ ，作为第二步的近似值  $(\epsilon_{eq}^p)_2$ 。

根据需要可进行第三次逼近计算。

## 2.5 弹塑性计算算例

### 2.5.1 处在内压下的厚壁圆筒

各种压力容器、高压管道与汽缸在忽略法兰后估算缸壁应力时都可作为厚壁圆筒处理。设筒内径为  $r_i$ ，外径为  $r_o$ ， $\rho = \frac{r_o}{r_i}$ ，两头封死，内压为  $p$ 。

(1) 弹性解。任意半径  $r$  处的径向、周向与轴向应力分别为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -p \frac{(r_o/r)^2 - 1}{\rho^2 - 1} \\ \sigma_\theta &= p \frac{(r_o/r)^2 + 1}{\rho^2 - 1} \\ \sigma_z &= \frac{p}{\rho^2 - 1} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-25)$$

(2) 弹塑性解。设有理想弹塑性材料， $r < c$  为塑性区， $r > c$  属弹性区， $r=c$  为已知的弹塑性区交界半径。

因筒很长，故可设  $d\epsilon_z^p = 0$ ，由本章 10.1 节强度准则中式 (4.14-96) 得  $\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}}{2} (\sigma_\theta - \sigma_r)$ 。采用最大剪应力强度准则，在塑性区取  $\sigma_\theta - \sigma_r = \sigma_s = \text{常数}$ ，得塑性区一般解  $\sigma_r = \sigma_s (\ln r + A)$ 。

在  $r=c$  处塑性区与弹性区的径向应力  $\sigma_r$  应相等，由此可求得积分常数  $A$ ，从而得到  $r \leq c$  塑性区内

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_s \left[ -\ln \left( \frac{c}{r} \right) + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{c^2}{r_o^2} \right) \right] \\ \sigma_\theta &= \sigma_s + \sigma_r \left[ -\ln \left( \frac{c}{r} \right) + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{c^2}{r_o^2} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (4.14-26)$$

根据  $r=r_1$  处  $\sigma_r=p$ , 即可确定  $c$ 。

(3) 极限内压。

1) 屈服内压  $p_{s1}$ 。筒内孔壁面上刚好达到屈服, 即  $r=r_1$ ,  $\sigma_\theta-\sigma_r=\sigma_s$  时, 由式 (4.14-25) 得

$$p_{s1} = \frac{\sigma_s}{2} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_0} \right)^2 \right] \quad (4.14-27)$$

除筒内壁面外筒壁厚均处在弹性状态下。

2) 爆破压力  $p_{s2}$ 。屈服区从内壁面一直延伸到外壁面, 即  $c=r_0$ , 而在  $r=r_1$  处  $\sigma_r=p_{s2}$ , 因此按式 (4.14-26) 得

$$p_{s2} = \sigma_s \ln \left( \frac{r_0}{r_1} \right) \quad (4.14-28)$$

(4) 安定内压。对材料反复加压, 加载到同一压力后卸载, 材料只有第一次加压时发生屈服, 在随后的加压过程中材料不再屈服的应力幅值称为安定内压。

假设材料为理想弹塑性而不会硬化, 则有:

1) 安定压力达  $p_{s2}$  的内外径比  $\rho < 2.22$ 。

2)  $\rho > 2.22$  条件下的安定压力  $p \leq 2p_{s1}$ 。

3) 压力容器的安定条件:

$\rho > 2.22$  时, 最大允许往复内压  $p = 2p_{s1} < p_{s2}$ ;

$\rho < 2.22$  时, 最大允许往复内压  $p = p_{s2} < 2p_{s1}$ 。

### 2.5.2 处在内压下的厚壁球形壳体

(1) 屈服内压  $p_{s1}$ 。屈服内压表达式为

$$p_{s1} = \frac{2}{3} \sigma_s \left( 1 - \frac{1}{\rho^3} \right) \quad (4.14-29)$$

其中

$$\rho = \frac{r_0}{r_1} \quad (4.14-30)$$

(2) 爆破压力  $p_{s2}$ 。爆破压力表达式为

$$p_{s2} = 2\sigma_s \ln \rho \quad (4.14-31)$$

(3) 安定内压  $p_s$ 。

$\rho > 1.71$  时, 最大允许往复内压  $p = 2p_{s1} < p_{s2}$ ;

$\rho < 1.71$  时, 最大允许往复内压  $p = p_{s2} < 2p_{s1}$ 。

### 2.5.3 结论与推论

(1) 安定压力并不能保证结构绝对安全, 因往复加载次数多了仍有疲劳问题存在。

(2) 任何压力容器, 如加热器外壳、汽缸或管道等的强度设计都是从一个圆筒体或球形壳的初始模型出发, 然后在其开口处采取补强措施, 开口一般不会降低上述极限内压的有效性。

(3) 任何构件的强度对非自限性极限载荷至少应有 1.5 倍的安全系数。在常温压力容器设计中, 常用薄膜应力与屈服应力之比表示对极限载荷的安全性, 由此确定的极限内压为  $p_{s3} = \sigma_s (\rho - 1)$ , 比用式 (4.14-28) 求出的  $p_{s2}$  要大些, 在多数情况下, 用薄膜应力考虑安全性是可行的。

(4) 对二、三次应力 (其定义详见本章第 10 节), 一般不存在突然性破裂问题。对这种局部性应力, 如往复次数不是很多而构成疲劳问题, 则可作如下规定: 如第一次加载时弹性计算最高应力不超过  $2\sigma_s$ , 而随后的加载幅度又不会超过第一次的, 即可满足安定条件。但如第一次加载幅度超过  $2\sigma_s$  (例如取为  $3\sigma_s$ ) 而以后保持同样幅度, 则其每次加、卸载都伴随着一定的塑性变形量, 则将构成低周疲劳。

## 2.6 极限载荷及其实用求法

### 2.6.1 极限载荷概念

当一结构载荷不断增大时, 首先会有某个环节或部位因达到屈服点而开始局部变形, 并加大了其他环节的载荷。在关键的几个环节都屈服而进入塑性变形状态后, 如忽略材料

硬化, 则整个结构就开始变形, 且无须增加载荷就能使变形不断增大直至破坏, 此时的载荷称为极限载荷。

由于很多结构的极限载荷很难确定, 因此设计时常分别考虑构件的各结构元素 (如弯梁、拉棒、壳壁、法兰等) 对屈服的安全性。以引起最薄弱环节屈服的载荷作为极限载荷及极限载荷的下限, 采用此下限时一般是偏安全的。通常将薄弱环节的最高弹性计算应力与屈服应力相比, 这就更偏于保守而安全。此外, 设计拉棒及壳体时, 将其截面上的平均应力与材料屈服强度对比就符合极限载荷的概念。

### 2.6.2 极限载荷计算

#### 2.6.2.1 应力应变关系式

对于理想弹塑性材料, 在塑性区  $\frac{d\sigma_{eq}}{d\epsilon_{eq}^p} = 0$ , 于是  $d\epsilon_{eq}^p$  与  $\sigma'_{ij}$  之间的关系不定。因  $\frac{d\epsilon_{eq}^p}{\sigma'_x} = \frac{d\epsilon_{eq}^p}{\sigma'_y} = \frac{d\epsilon_{eq}^p}{\sigma'_z} = \frac{d\epsilon_{eq}^p}{\tau'_{xy}} = \dots = d\lambda$  都成比例, 故  $\sigma_{eq}$  也可表达为

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2}} \times \sqrt{\sigma'^2_x + \sigma'^2_y + \sigma'^2_z + 2(\tau'^2_{xy} + \tau'^2_{yz} + \tau'^2_{zx})} \quad (4.14-32)$$

因在塑性区  $\sigma_{eq} = \sigma_s$ , 从而得

$$\begin{aligned} d\lambda &= \frac{1}{\sigma_s} \times \sqrt{\frac{3}{2}} \times \\ &\quad \sqrt{(d\epsilon_x^p)^2 + (d\epsilon_y^p)^2 + (d\epsilon_z^p)^2 + 2(d\epsilon_{xy}^p + d\epsilon_{yz}^p + d\epsilon_{zx}^p)} \\ &= \frac{3d\epsilon_{eq}^p}{2\sigma_s} \end{aligned}$$

#### 2.6.2.2 流变应力

在塑性力学中, 一般取屈服应力作为流变应力, 而在工业应用中常以  $\sigma_f = \frac{\sigma_s + \sigma_u}{2}$  作为流变应力。

#### 2.6.2.3 极限载荷的实用性解法简介

复杂构件极限载荷较简单的近似求法如下:

(1) 假定材料为理想刚塑性。假定应力未达到屈服应力之前材料为完全刚性, 无变形, 一旦某个环节达到屈服点, 作用其上的力或力矩的大小就保持不变且不受此处应变的影响, 即进入理想塑性区。

(2) 用机动法求上限。假定一些可使构件自由变形的铰点或铰线, 运动只能围绕铰点或铰线进行, 此处作用的弯矩大小恒定不变。此时, 可设一个或几个可能发生的变形模式, 假定一个虚变形, 求出参加运动的各铰点与铰线上弯矩所做的内功。该虚变形也使外力做了外功, 当外功等于内功时, 求出各变形模式相对应的外力, 取其最小值为极限载荷。该方法求出的极限载荷偏大。

用力平衡法求下限。仍假定从运动变形角度是可能的一些铰点或铰线。但在铰点与铰线上作用的力矩 (或力) 并未都达到屈服应力规定的恒定值, 通过力平衡条件建立这些力矩与外力之间的函数关系。随着外力的增加, 当有一个 (或几个) 铰点 (或铰线) 上的力矩 (或力) 达到屈服应力规定的恒定值时, 则相应的外力即取为极限载荷。此方法求出的极限载荷偏小, 一般只允许用极限载荷的下限值。

(3) 用试验手段求极限载荷。在试验台上用千分表测定构件 (如隔板) 不同部位随负荷增加的变形发展过程, 如图 4.14-5 所示。极限载荷的求法如下:

1) 把流动变形线段  $BC'$  延长, 与弹性变形线  $OA$  交于  $L$  点, 以  $P_L$  为极限载荷。

2) 如弹性变形线  $OA$  与纵坐标的夹角为  $\theta$ , 令  $\tan \phi =$



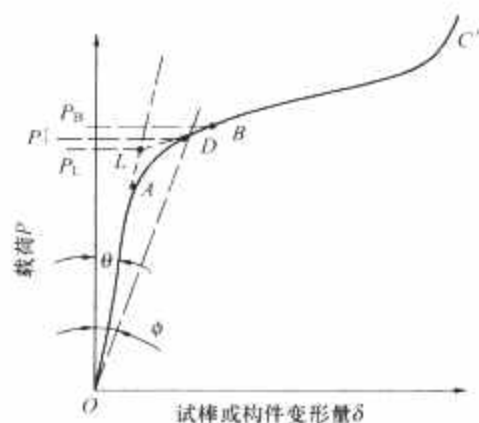


图 4.14-5 循环加载硬化曲线的两个假定

$2\tan\theta$ ，绘夹角为  $\phi$  的直线  $OD$  变形曲线交于  $D$  点，则以  $D$  点的载荷  $P'_L$  作为极限载荷。

### 3 高温蠕变计算

#### 3.1 蠕变的基本概念

金属材料试棒分别在恒定拉力  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$  作用下的恒温蠕变过程见图 4.14-6。恒温蠕变过程共经历三个阶段。第一阶段 ( $AB$ ) 为材料硬化阶段；第二阶段 ( $BC$ ) 为结构设计主要需考虑的稳定蠕变阶段；第三阶段 ( $CD$ ) 为变形急剧增大直至断裂的阶段。

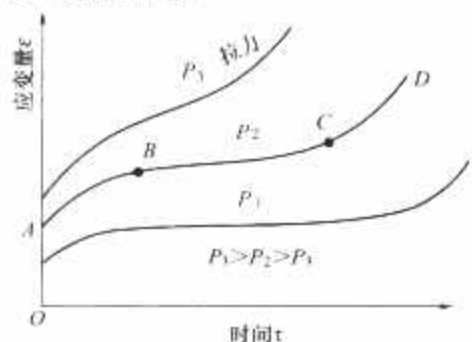


图 4.14-6 试棒蠕变过程

试棒的加载—蠕变—卸载过程如图 4.14-7 所示。图中， $\epsilon_0$  为加载应变变量， $AB$  为蠕变过程， $BC$  为卸载过程， $\epsilon_2$  为残余应变变量。

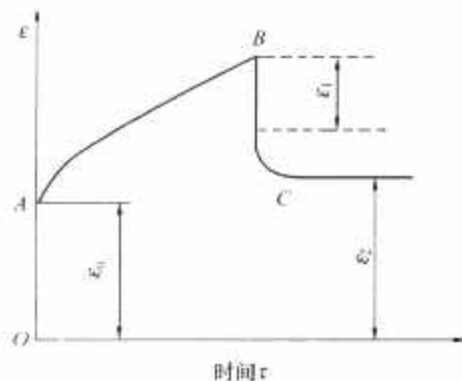


图 4.14-7 加载—蠕变—卸载过程

恒定应力下的稳定蠕变率  $\epsilon_{\min}^s$  与热力学温度的高指数幂成正比，故对温度变化很敏感。

如构件的总应变变量因受结构的约束而保持不变，其应力会在高温下随时间而逐渐降低的现象称为松弛。

通常，碳钢在  $T > 0.35T_m$ 、不锈钢在  $T > 0.4T_m$  时开始发生蠕变。 $T_m$  为用热力学温度表示的金属熔点。

#### 3.2 蠕变强度表达式及试验数据外推法

##### 3.2.1 两种蠕变极限的定义

(1) 在一定温度  $t$  下和规定的持续时间 (如  $10^4$  h) 内，使试件产生规定的总应变变量 (如 1%) 的应力值，以

$\sigma'_{1/10^4}$  表示。

(2) 在一定温度  $t$  下，稳定蠕变速度达到规定值 (如  $1 \times 10^{-5} \%$ /h) 的应力，以  $\sigma'_{1 \times 10^{-5}}$  表示。

##### 3.2.2 持久强度或蠕变断裂强度

在一定温度  $t$  下和规定的持续时间  $\tau_R$  (如  $10^5$  或  $2 \times 10^5$  h) 内，引起试件断裂的应力，以  $\sigma'_{10^5}$  或  $\sigma'_{2 \times 10^5}$  表示。断裂时的延伸率  $\delta_R$  和断面收缩率  $\psi_R$  也是重要指标。

##### 3.2.3 试验数据的外推方法

###### 3.2.3.1 指数外推法

用同样工艺制造的同材料试样，在同一温度但不同应力下的持久强度数据，如以对数坐标绘制断裂时间  $\tau_R$  与应力的关系曲线，一般呈直线关系，可表示为

$$\tau_R = A\sigma^{-\beta} \quad (4.14-33)$$

式中： $A$  与  $\beta$  为与温度有关的材料常数。

利用式 (4.14-33) 即可将短时的试验数据外推而获得较长时间的持久强度数据。但因有的材料在长时间的应力作用下可能发生组织变化而使  $\ln\sigma - \ln\tau_R$  关系呈折线状，因此，我国标准限定外推时间不得超过试验点时间的 10 倍，而 ISO 规定不得超过 3 倍。

###### 3.2.3.2 时间—温度参数法 (简称 L. M. 法)

时间—温度参数法适用于按高温短时间的持久强度试验数据外推出较低温下的长期持久强度。

假设蠕变速度服从以下两个关系式有效。

阿雷纽斯 (Arrhenius) 关系式

$$\epsilon^c = \frac{d\epsilon}{dt} = A \exp\left(-\frac{\Delta H}{RT}\right) \quad (4.14-34)$$

试验的经验关系式

$$\tau_R \epsilon_m^c = \text{常数} \quad (4.14-35)$$

式中： $\epsilon_m^c$  为蠕变率； $\epsilon^c$  为蠕变应变； $A$  为常数； $\Delta H$  为蠕变激活能； $R$  为气体常数； $T$  为温度，K。

由式 (4.14-34) 及式 (4.14-35) 可推得

$$T(C + \ln\tau_R) = a_0 + a_1 \ln\sigma + a_2 \ln^2\sigma + \dots \quad (4.14-36)$$

式中： $C$  为常数，可设  $C \approx 20$ 。

将  $\sigma$ 、 $\tau_R$ 、 $T$  一组试验数据代入式 (4.14-36)，即可用回归法求出各系数  $a_0$ 、 $a_1$ 、 $a_2$ 、 $\dots$ ，然后绘成  $\ln\sigma - T(C + \ln\tau_R)$  曲线组。

#### 3.3 蠕变过程的数学表达式

##### 3.3.1 一维蠕变过程

任意时刻的总应变  $\epsilon$  均为弹性应变分量  $\epsilon^e$  与蠕变应变分量  $\epsilon^c$  组成，即

$$\epsilon = \epsilon^e + \epsilon^c = \frac{\sigma}{E} + \epsilon^c \quad (4.14-37)$$

包括温度  $T$ 、时间  $\tau$  和应力  $\sigma$  的一般表达式为

$$\epsilon^c = C \exp\left(\frac{\Delta H}{RT}\right) \tau^m \sigma^n \quad (4.14-38)$$

$$n > 1, 0 < m < 1$$

在恒温条件下则为

$$\epsilon^c = B \tau^m \sigma^n \text{ 或 } \epsilon^c = B g(\tau) \sigma^n \quad (4.14-39)$$

式中： $B$ 、 $m$ 、 $n$  均为常数且随温度而变。

由于汽轮机长期在稳定工况下运行，因此在设计中，可取  $g(\tau) = 1$ ，且仅限于稳定运行的工作温度。下文也仅考虑恒温条件下的蠕变过程。

##### 3.3.2 平面应力与平面应变

有些形状简单的构件，如叶轮、压力壳、蒸汽管道等构

件都可以作为二维问题求出解析解。更多的问题须用有限元法求解。许多构件可简化为平面应力或平面应变问题,为此

$$\epsilon_{eq}^c = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_x^c - \epsilon_y^c)^2 + (\epsilon_y^c - \epsilon_z^c)^2 + (\epsilon_z^c - \epsilon_x^c)^2 + \frac{3}{2} [(\gamma_{xy}^c)^2 + (\gamma_{yz}^c)^2 + (\gamma_{zx}^c)^2]} \quad (4.14-40)$$

(2) 平面应力关系式。平面应力关系式为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1^c &= \frac{\epsilon_{eq}^c}{\sigma_{eq}} \left( \sigma_1 - \frac{\sigma_2}{2} \right) \\ \epsilon_2^c &= \frac{\epsilon_{eq}^c}{\sigma_{eq}} \left( \sigma_2 - \frac{\sigma_1}{2} \right) \\ \epsilon_3^c &= -\frac{1}{2} \times \frac{\epsilon_{eq}^c}{\sigma_{eq}} (\sigma_1 + \sigma_2) \end{aligned} \right\} \quad (4.14-41)$$

(3) 平面应变关系式。平面应变关系式为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1^c &= \frac{3}{4} \times \frac{\epsilon_{eq}^c}{\sigma_{eq}} (\sigma_1 - \sigma_2) \\ \epsilon_2^c &= \frac{3}{4} \times \frac{\epsilon_{eq}^c}{\sigma_{eq}} (\sigma_2 - \sigma_1) \\ \sigma_{eq} &= \frac{\sqrt{3}}{2} (\sigma_1 - \sigma_2) \end{aligned} \right\} \quad (4.14-42)$$

### 3.4 工程实用的蠕变算法及蠕变参考应力的应用

汽轮机的高温部件皆有蠕变问题,一般按如下情况进行蠕变计算:高压转子径向间隙变化计算或高应力部位的蠕变寿命损耗计算;高温螺栓须考虑其应力松弛来确定大修周期及更换周期。由于多数情况下仅需考虑机组长期运行的后果,因此可忽略弹性变形分量,仅计算稳定蠕变变形。用有限元方法可求出较精确的解,但由于工作量较大,近年来又发展了“参考应力”法进行变形估算。

#### 3.4.1 工程实用的蠕变算法

(1) 稳定蠕变计算用简化公式。蠕变初始阶段在整个蠕变过程中占的份额较小,因此可忽略此初始阶段。设初始弹性应变量为 $\epsilon_0$ ,蠕变从 $\epsilon_0$ 开始以稳定蠕变速率 $\epsilon_{min}^c$ 进行。经过时间 $\tau$ 后,总应变可表达为

$$\epsilon^c = \epsilon_0 + \tau \epsilon_{min}^c \quad (4.14-43)$$

$\epsilon_0$ 及 $\epsilon_{min}^c$ 均为应力的函数。设弹性模量 $E_0$ 为常数,即得

$$\frac{d\epsilon^c}{d\tau} = \epsilon_{min}^c + \frac{\sigma}{E_0} \quad (4.14-44)$$

$\sigma$ 是应力对时间的微分,如过程为变温,则 $\epsilon_0$ 及 $\epsilon_{min}^c$ 还应视为温度的函数。

(2) 汽缸法兰螺栓的松弛。设汽缸法兰为刚性,则螺帽拧紧后螺栓的总应变 $\epsilon = \epsilon^e + \epsilon^p + \epsilon^c$ ,且恒定不变,一般有 $\epsilon^p = 0$ ,故 $\epsilon^e + \epsilon^c = 0$ 。

1) 忽略初始蠕变过程的简易算法。见第9章算例。

2) 考虑初始蠕变材料硬化的算法。设材料的蠕变性能可用 $\epsilon^c = B\tau^m \sigma^n$ 来描述,因 $\frac{d\sigma}{d\tau}$ 很小而忽略, $\epsilon^e + \epsilon^c = 0$ ,则由式(4.14-44)可推得

$$\frac{1}{E} \times \frac{d\sigma}{d\tau} + mB\frac{1}{\sigma^m} \left( \frac{\sigma_0 - \sigma}{E} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 0 \quad (4.14-45)$$

式中: $\sigma$ 为任何时刻 $\tau$ 的应力值; $\sigma_0$ 为初始预紧力。

式(4.14-45)需分步求数字解。

(3) 圆筒体稳定蠕变应力分布。汽轮机汽缸、高压加热器壳体等都可近似为无限长的圆筒体结构。虽经蠕变,但代表一次应力的截面平均应力始终保持不变。

圆筒体计算条件:圆筒无限长,作为平面应变问题处理,轴向 $\epsilon_z^c = 0$ ;设材料蠕变性能为 $\epsilon_{eq}^c = B\sigma_{eq}^n$ ,边界条件为内壁 $r=r_i$ 处 $\sigma_r = -p$ ,外壁 $r=r_o$ 处 $\sigma_r = 0$ , $p = \frac{r_o}{r_i}$ ,则任一

提供下列公式。

(1) 等效应变率。等效应变率计算式如下

半径 $r$ 处稳定蠕变应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \sigma_z \end{aligned} \right\} = \left[ \frac{p}{\rho^{\frac{2}{n}} - 1} \right] \times \left\{ \begin{aligned} &\left[ 1 - \left( \frac{r_o}{r} \right)^{\frac{2}{n}} \right] \\ &\left[ 1 + \left( \frac{2-n}{n} \right) \left( \frac{r_o}{r} \right)^{\frac{2}{n}} \right] \\ &\left[ 1 + \left( \frac{1-n}{n} \right) \left( \frac{r_o}{r} \right)^{\frac{2}{n}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (4.14-46)$$

如取 $n \rightarrow \infty$ ,则得极限载荷下全截面屈服后的应力分布为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -p \frac{\ln(r_o/r)}{\ln \rho} \\ \sigma_\theta &= p \frac{1 - \ln(r_o/r)}{\ln \rho} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-47)$$

如取不同的蠕变指数 $n$ 求筒壁中的应力分布,即得图4.14-8所示的筒壁中稳定蠕变应力分布图。从图中可看出, $\sigma_r$ 与 $\sigma_z$ 分布变化不大, $\sigma_\theta$ 的分布随 $n$ 的增大而倒转,但都通过一共同交点A,此现象在所有构件中都可发现。A处的应力即为一次薄膜应力,在整个蠕变过程中其大小不变。

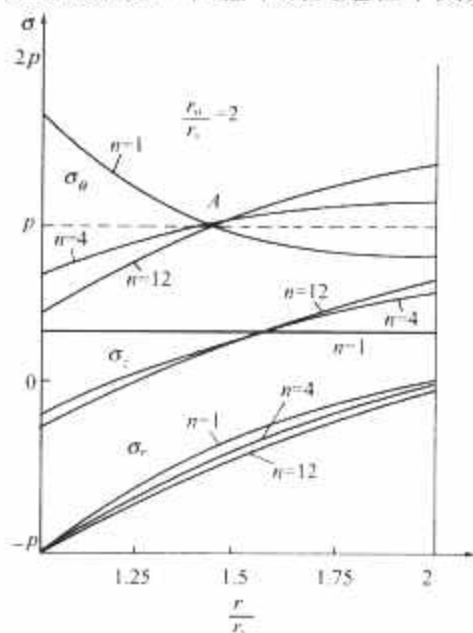


图 4.14-8 筒壁中稳定蠕变应力分布

(4) 转子与叶轮稳定蠕变应力分布。汽轮机的高、中压叶轮的蠕变可视为平面应力问题,用式(4.14-41)及应力平衡方程式迭代逐步逼近法求解。整锻转子与焊接转子的转鼓部分,如结构简单则可作为近似平面应变问题求解。

#### 3.4.2 蠕变参考应力及应用

##### 3.4.2.1 基本概念

近年发展的蠕变参考应力法,可通过建立适当的构件蠕变数学模型,再利用少量有限元计算或简便模型试验来解决一系列的隔板等构件的蠕变计算问题。

使用与构件相同的材料做成试棒,并在与构件相同的工作温度下进行蠕变试验。选择适当的试件应力,使构件的变形率与试棒的变形率成正比。设材料的蠕变性能可用 $\epsilon^c = B\sigma^n$ 表达,由上段所述及图4.14-8得:只要该应力选得与构件的某特定点(见图4.14-8中A点半径处)的应力相同,则试棒的变形率与构件变形率成比例,且比例常数不再与试棒材料的蠕变指数有关,此时该应力即为蠕变参考应力 $\sigma_R$ 。

一般, 构件的蠕变变形率  $\dot{q}$  可以表达为

$$\begin{aligned}\dot{q} &= \delta(n, \sigma) \dot{\epsilon} \\ \dot{\epsilon} &= B \delta^n\end{aligned}$$

式中:  $\delta$  为比例常数, 且为蠕变指数  $n$  与应力  $\sigma$  的函数。

如  $\sigma$  选为参考应力  $\sigma_R$ , 则  $\delta$  仅与构件的几何形状有关, 接近一恒定值, 即有

$$\dot{q} = \delta B \sigma_R^n \quad (4.14-48)$$

再以本章 3.4.1 中圆筒为例, 代入边界条件: 在  $r=r_i$  内壁处  $\sigma_r = -p$  在  $r=r_o$  外壁处  $\sigma_r = 0$ , 求得外径  $r_o$  的变形增长率为

$$\dot{q}_o = \frac{\sqrt{3}}{2} r_o B \left[ \frac{\ln p}{\frac{n}{2} (\rho^{\frac{2}{n}} - 1)} \right]^n \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \times \frac{p}{\ln p} \right)^n$$

由此可得蠕变参考应力为

$$\sigma_R = \frac{\sqrt{3}}{2} \times \frac{p}{\ln p}$$

则

$$\delta = \left( \frac{\sqrt{3}}{2} r_o \right) F(n) = \frac{\sqrt{3}}{2} r_o \left[ \frac{\ln p}{\frac{n}{2} (\rho^{\frac{2}{n}} - 1)} \right]^n$$

### 3.4.2.2 蠕变参考应力 $\sigma_R$ 与比例常数 $\delta$ 的计算方法

(1) 用有限元素法求  $\sigma_R$  与  $\delta$ 。设计时, 由于构件材料的蠕变性能 (蠕变指数  $n$ ) 数据未知, 因此先假设两组材料的蠕变常数  $B_1$ 、 $n_1$  及  $B_2$ 、 $n_2$ 。通过有限元计算求出构件相应的两个蠕变率  $\dot{q}_1$  及  $\dot{q}_2$ , 最终得到  $\sigma_R$  和  $\delta$ 。

(2) 用极限载荷求  $\sigma_R$ 。当  $n \rightarrow \infty$  时, 稳定蠕变应力分布逐渐接近极限载荷  $P_L$  下的应力分布。如  $P_L$  为已知, 或可通过试验求得, 则可求出蠕变参考应力为

$$\sigma_R = \frac{P}{P_L} \sigma_s \quad (4.14-49)$$

式中:  $P$  为构件的实际载荷。

用极限载荷求蠕变参考应力时, 求出的参考应力值较实际略偏大。

(3) 几何比例常数  $\delta$  的估算。在载荷集中作用于一点的情况下, 该点蠕变位移率的几何比例常数上、下限分别为

$$\delta \leq \frac{V \sigma_R}{P} \quad (4.14-50)$$

$$\delta = \frac{E}{\sigma_R} \Delta \quad (4.14-51)$$

式中:  $V$  为受力构件的总体积;  $P$  为载荷;  $\Delta$  为构件在载荷下的弹性变形量。

上限  $\delta \leq \frac{V \sigma_R}{P}$  仅适用于集中载荷点的位移率。

### 3.4.3 算例

高温高压隔板的蠕变变形计算实例如下。

如静叶短而宽, 则隔板近似于厚度为  $h$  的半圆环形板。引用参考应力概念后可得

$$\sigma_R = 2 \times 1.98 P \left( \frac{r_o^2 - r_i^2}{4h^2} \right)$$

$$\delta = 1.26 \sqrt{e} \left[ 3.92 \left( \frac{r_o + r_i}{r_o - r_i} \right) + 0.4 \right] \frac{(r_o - r_i)^2}{4h}$$

对静叶较长的隔板, 也有类似的表达式, 但因实际隔板的材料与工艺各异, 故上式仅供参考。

## 3.5 蠕变的寿命损耗

随着蠕变的进展, 材料内部的损伤逐渐增多, 以致表面出现裂纹而最后断裂, 故蠕变状态下的构件存在寿命问题。

设计时需计算使用年限内构件的蠕变寿命损耗, 电厂运行条件下需估算构件的残余寿命。

蠕变寿命损耗的机理较复杂, 不能简单根据构件的变形大小来判断。蠕变试验发现: 应力越小, 断裂前的持续受力时间越长, 试棒断裂后测出的延伸率越小。

### 3.5.1 传统的蠕变损伤工业估算法

(1) 时间法。令  $\tau$  为构件在某应力下停留的时间,  $\tau_R$  为在同一温度和应力下材料断裂为止的持续时间, 则构件在恒温变应力下的寿命损耗为

$$D = \int_0^\tau \frac{d\tau}{\tau_R} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta \tau_i}{\tau_R} \quad (4.14-52)$$

$D=1$  时即为寿终。

如变应力蠕变全过程发生在恒温条件下, 则可求出一等效蠕变应力, 其在一总时间  $\tau$  内引起的寿命损耗与原变应力蠕变过程相同。用  $\sigma_e$  代表等效蠕变应力,  $\tau_{Re} = A \sigma_e^{-\beta}$  代表  $\sigma_e$  下持久到断裂的时间, 则等效应力为

$$\sigma_e = \left[ \frac{1}{\tau} \int_0^\tau \sigma^\beta d\tau \right]^{1/\beta} = \left[ \frac{1}{\tau} \sum \sigma_i^\beta \Delta \tau_i \right]^{1/\beta} \quad (4.14-53)$$

利用式 (4.14-53) 可求出汽缸螺栓松弛过程的等效应力为

$$\sigma_e = \left[ \left( \frac{n-1}{\beta-n+1} \right) \left( \frac{\sigma_0^{\beta(n-1)} - \sigma_\tau^{\beta(n-1)}}{\sigma_0^{\beta(n-1)} - \sigma_\tau^{\beta(n-1)}} \right) \right]^{1/n} \quad (4.14-54)$$

(2) 变形法。求出已用去的持久强度下断裂时延伸率  $\epsilon_R^c$  的百分数, 即

$$D = \int_0^\tau \frac{d\epsilon^c}{\epsilon_R^c} = \sum \frac{\Delta \epsilon_i^c}{\epsilon_R^c} \quad (4.14-55)$$

式中: 蠕变应变变量  $\epsilon^c$  与  $\epsilon_R^c$  应是同一温度下的量。

### 3.5.2 局部应力集中处的寿命损耗

构件进入蠕变之后, 应力集中部位的高应力逐渐衰减而缓慢地接近截面平均应力值。尽管应力衰减是一个近似松弛的过程, 且应变也不能比周围材料大多少, 但由于此处的材料寿命损耗大于其他部位, 因此还是应力集中处先开裂。

## 4 应力集中系数

### 4.1 基本概念

#### 4.1.1 应力与应变集中系数的含义

构件的任何截面突然变化将引起局部应力升高。该处最高应力  $\sigma_{\max}$  与同一点假设没有截面突变时的应力 (即公称应力)  $\sigma_n$  之比称为应力集中系数  $K_\sigma$ 。如  $\sigma_{\max} < \sigma_s$ , 则  $K_\sigma = K_t$ , 此时  $K_\sigma$  即为纯弹性条件下的理论应力集中系数。

应力集中点的最大应变  $\epsilon_{\max}$  与公称应变  $\epsilon_n$  之比称为应变集中系数  $K_\epsilon$ 。如  $\sigma_{\max} < \sigma_s$ , 则  $K_\epsilon = K_\sigma = K_t$ 。

有效应力集中系数  $K_t$  为带缺口与不带缺口两个试棒的疲劳强度之比。理论应力集中系数  $K_t$  大小仅取决于几何条件, 而  $K_t$  大小还取决于材料性能、表面条件及尺寸效应的影响。

#### 4.1.2 不同性质载荷下的应力集中

(1) 如载荷是一次性的静载荷, 且材料塑性性能良好, 缺口应力集中处也无裂纹等缺陷存在, 则应对构件的极限载荷进行安全考核 (缺口应力集中处发生塑性变形, 应力即会缓和); 如材料是脆性的, 则应力峰值不会衰减, 故构件应对缺口处最高应力  $\sigma_{\max} = K_\sigma \sigma_n$  进行安全考核, 即  $\sigma_{\max}$  不得超过许用应力。



(2) 在往复受力条件下, 应力集中都对疲劳起促进作用, 此时的  $K_t$  与  $K_f$  有所区别; 材料塑性越好,  $K_f$  较  $K_t$  小得越多。

#### 4.1.3 三维应力状态

三向应力状态的影响最常见于平面应变条件, 此时缺口的强化作用显著, 峰值应力不易靠塑性变形来缓和, 且柔度系数  $\sigma_{eq}/\sigma_H$  越大 ( $\sigma_H$  代表三向应力), 有效应力集中系数越小。

#### 4.2 理论应力集中系数 $K_t$

目前, 多用有限元求数值解获得  $K_t$ 。常用的应力集中系数可查专用手册或用下列几种常用的经验公式。

(1) 无限大平板中的椭圆孔。平板单向受拉力, 椭圆长轴为  $2a$ , 曲率半径为  $\rho$ , 则在长轴端点处的理论应力集中系数为

$$K_t = 1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (4.14-56)$$

(2) 叶轮平衡孔。设  $\sigma_m$  及  $\sigma_{\theta m}$  为平衡孔中心所在半径  $r$  处 (假设无平衡孔时) 的公称径向与切向应力, 见图 4.14-9, 则孔边缘 A、B 两点处的应力可表示为

$$\begin{aligned} \sigma_{(A)} &= K_t \sigma_{\theta m} - \sigma_m \\ \sigma_{(B)} &= K_t \sigma_{rm} - \sigma_{\theta m} \end{aligned} \quad (4.14-57)$$

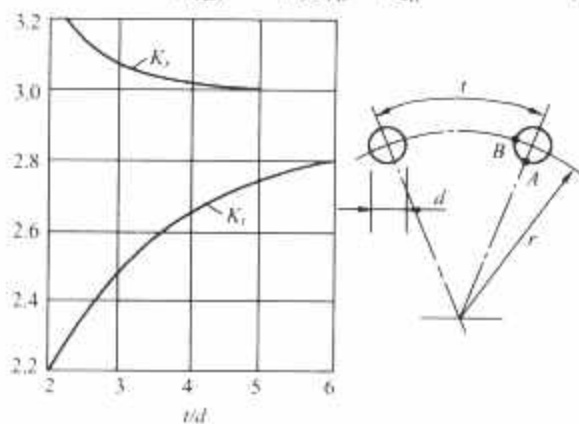


图 4.14-9 叶轮平衡孔应力集中系数

(3) 带环形槽的轴 (见图 4.14-10)。

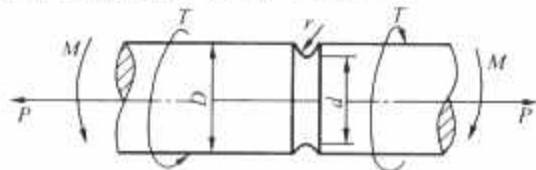


图 4.14-10 带环形槽的轴

带环形槽的轴分别受轴向力  $P$ 、弯矩  $M$  与扭矩  $T$  的作用, 其应力集中系数表达式如下:

1) 仅有弯矩  $M$  时, 在  $D/d \leq 1.1$ ,  $0.02 \leq r/d \leq 0.2$  的范围内可有

$$K_t \approx \left(1 + 2\sqrt{\frac{D/d-1}{2r/d}}\right) \left(\frac{d}{D}\right)^3 \quad (4.14-58)$$

2) 仅有轴向力  $P$  时, 在  $D/d \leq 1.1$ ,  $0.05 \leq r/d \leq 0.2$  的范围内也可用式 (4.14-58) 求应力集中系数。

3) 仅有扭矩  $T$  时, 在  $D/d < 1.1$ ,  $0.02 \leq r/d \leq 0.2$  的范围内有

$$K_t \approx \left(1 + \sqrt{\frac{D/d-1}{2r/d}}\right) \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (4.14-59)$$

#### 4.3 屈服后的应力应变集中系数

局部应力集中部位在  $\sigma_{max}$  达到屈服应力后如继续加载, 则  $\sigma_{max}$  会沿硬化曲线缓慢升高, 而  $\epsilon_{max}$  会增加得较快, 使  $K_\sigma < K_\epsilon$ ; 屈服后的应变集中系数  $K_\epsilon$  求解的工作量很大, 故在工业应用中, 可根据已知的缺口理论应力集中系数  $K_t$ ,

用下述的保守方法求屈服后的  $K_\sigma$  及  $K_\epsilon$ 。

##### 4.3.1 纽巴法

纽巴法公式为

$$\left. \begin{aligned} K_t^2 &= K_\sigma K_\epsilon = \frac{\sigma}{\sigma_n} \times \frac{\epsilon}{\epsilon_n} \\ (K_\sigma \sigma_n)(K_\epsilon \epsilon_n) &= \sigma \epsilon = s e = (K_t \sigma_n) e \end{aligned} \right\} (4.14-60)$$

式中:  $\sigma_n$ 、 $\epsilon_n$  分别为公称应力、应变;  $\sigma$ 、 $\epsilon$  分别为屈服后落在硬化曲线上的实际应力、应变值;  $s$ 、 $e$  分别为应力集中处用弹性计算求出的理论应力、应变。

纽巴法应用普遍, 求出的塑性应变变量偏高 20%~30%; 在平面应力条件下求出的应变变量更符合实际。

##### 4.3.2 改进的纽巴法

由于多数构件处于平面应力与平面应变之间, 因此, 改进的纽巴法公式为

$$\left(\frac{\sigma}{K_t \sigma_n}\right)^m \left(\frac{\epsilon}{K_t \epsilon_n}\right) = \left(\frac{\sigma}{s}\right)^m \left(\frac{\epsilon}{e}\right) = 1 \quad (4.14-61)$$

在平面应力条件下  $m=1$ , 在平面应变条件下  $m=0$ , 一般  $0 \leq m \leq 1$ 。 $m$  值与构件截面及缺口的几何形状与比例有密切关系, 必要时只能通过实测或三维有限元来求解。

### 5 疲劳

#### 5.1 疲劳破坏的特征及疲劳类别

常温下疲劳破坏的特征为突然性、高度局部性及对各种缺陷的敏感性。发生疲劳破坏的构件断口宏观形貌呈脆性。

构件的疲劳一般分为以下三类。

(1) 高周疲劳。高周疲劳是指低应力 (有效应力低于材料屈服极限)、高寿命 (循环周次大于  $10^6$ ) 的疲劳破坏。典型实例是汽轮机叶片断裂。

(2) 低周疲劳。低周疲劳是指高应力 (弹性计算应力超过材料屈服极限)、高应变、低寿命 (循环周次小于  $10^5$ )、低频加载的疲劳破坏。在这种疲劳破坏中, 反复塑性变形起主要作用。如疲劳由反复热应力引起, 则又称热疲劳。转子、汽缸及阀壳上的裂纹主要由工艺缺陷或热疲劳引起。

(3) 腐蚀疲劳。在循环载荷和腐蚀介质的共同作用下发生的疲劳称为腐蚀疲劳。腐蚀介质促进裂纹的萌生与扩展。在湿蒸汽区运行的叶片及红套叶轮的键槽常发生腐蚀疲劳。

#### 5.2 常温下的疲劳曲线及影响因素

##### 5.2.1 S-N 及 S-N-P 疲劳曲线

材料的疲劳性能是通过试验获得的。试验中对试棒施加拉压或弯曲对称的循环载荷直至其断裂为止。其加载的应力幅度用  $S$  (或  $\sigma$ ), 循环周次用  $N$  表示, 则应力幅度  $S$  和循环周次  $N$  之间的关系曲线称为 S-N 曲线, 如图 4.14-11 所示。

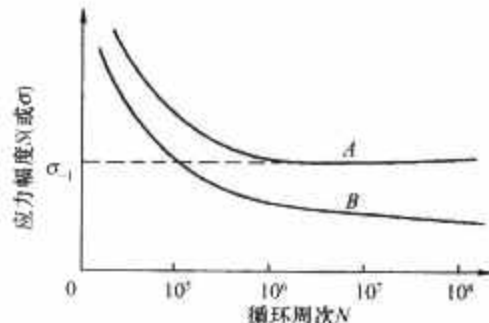


图 4.14-11 S-N 疲劳曲线

用循环特征数  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$  代表构件受力的对称性 ( $R=1$  即为对称受力)。曲线的走向有两种可能。当曲线随

应力幅度下降而趋于水平线（如曲线 A）时，说明当应力循环的幅度低于此水平线时，试棒也不会再断了，该水平线的应力幅值即称为疲劳极限，常用  $\sigma_{-1}$ （即  $R=-1$ ）表示；当钢材在高温以及在受介质腐蚀的条件下，一般不会出现疲劳极限，即随循环周次的增加，断裂应力幅度不断缓慢下降（如曲线 B）。

在使用疲劳曲线进行构件强度计算时，要考虑构件的材料、形状、使用环境、运行方式、要求的寿命及受力情况等，据此选取合适的安全系数或对疲劳曲线进行一定的修正。

由于试验数据存在相当的分散性，因此也可根据曲线包括的试验点相当于其总数的百分数绘出不同破坏概率  $P$  的几条疲劳曲线，称为  $S-N-P$  曲线。

### 5.2.2 影响疲劳强度的因素

（1）化学成分、夹杂物和热处理。热处理及显微组织对疲劳强度的影响远大于化学成分，凡增加抗拉强度的热处理、改善显微组织均对提高疲劳强度有利。焊缝熔线及其热影响区的疲劳强度一般低于母材。

（2）应力集中对降低疲劳极限的影响很大。

（3）构件尺寸越大，材料包含的缺陷越多，从而致使疲劳极限降低。

（4）表面粗糙度、表面腐蚀、表面强化等表面状态均对疲劳强度有影响。

## 5.3 高周疲劳

### 5.3.1 对称循环疲劳极限的近似算法

常用材料的对称受力疲劳极限与抗拉强度之间的近似关系见表 4.14-1，该表可作为试验中缺乏疲劳极限试验数据时的参考。

表 4.14-1 常用材料的对称受力疲劳极限与抗拉强度的近似关系

材料	变形形式	对称循环下的疲劳极限 ( $R=-1$ )	脉动循环下的疲劳极限 ( $R=0$ )
结构钢	弯曲	$\sigma_{-1}=0.27(\sigma_s+\sigma_u)$	$\sigma_0=1.33\sigma_{-1}$
	拉伸	$\sigma_{-11}=0.23(\sigma_s+\sigma_u)$	$\sigma_{01}=1.42\sigma_{-11}$
	扭转	$\tau_{-1n}=0.15(\sigma_s+\sigma_u)$	$\tau_{0n}=1.50\tau_{-1n}$
铸铁	弯曲	$\sigma_{-1}=0.45\sigma_u$	$\sigma_0=1.33\sigma_{-1}$
	拉伸	$\sigma_{-11}=0.40\sigma_u$	$\sigma_{01}=1.42\sigma_{-11}$
	扭转	$\tau_{-1n}=0.36\sigma_u$	$\tau_{0n}=1.35\tau_{-1n}$

注  $\sigma_u$  为抗拉强度， $\sigma_s$  为屈服极限。

### 5.3.2 非对称循环疲劳极限的解法

设应力循环的最大应力为  $\sigma_{\max}$ ，最小应力为  $\sigma_{\min}$ ，应力幅为  $\sigma_a$ ，则平均应力  $\sigma_m=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2$ 。 $R=\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$  为循环特征数，当  $-1<R<1$  时为非对称应力循环；当  $R=-1$  时， $\sigma_a=\sigma_{\max}=-\sigma_{\min}$  为对称应力循环；当  $R=1$  时  $\sigma_m=\sigma_{\max}=\sigma_{\min}$ ； $\sigma_a=0$  即为静载荷。非对称循环疲劳极限  $\sigma_f$  可根据已知的对称循环疲劳极限  $\sigma_{-1}$  及平均应力  $\sigma_m$ ，用古德曼（Goodman）图解法求出。

由试验得，当  $\sigma_{\max}\leq\sigma_s$ ， $\sigma_m>0$  时存在经验关系式

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} &= 1 \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u} \left( \frac{1+R}{1-R} \right)} = \sigma_f \end{aligned} \right\} \quad (4.14-62)$$

此关系式相对试验统计数据偏保守。

非对称循环疲劳极限的解法中，除古德曼图解法外，其他方法还有海格（Heigh）图解法、SWT（Smith-Watson-Topper）计算法。

## 5.4 低周疲劳

### 5.4.1 迟滞回路及动态硬化曲线

低周疲劳每次往复都超过屈服点，因此形成应力应变迟滞回路，如图 4.14-12 所示。总应变幅度  $(\Delta\epsilon^t/2)$ 、塑性及弹性应变分量幅度  $(\Delta\epsilon^p/2$  及  $\Delta\epsilon^e/2)$  的关系式为

$$\Delta\epsilon^t = \Delta\epsilon^e + \Delta\epsilon^p = \frac{\Delta\sigma}{E} + \Delta\epsilon^p$$

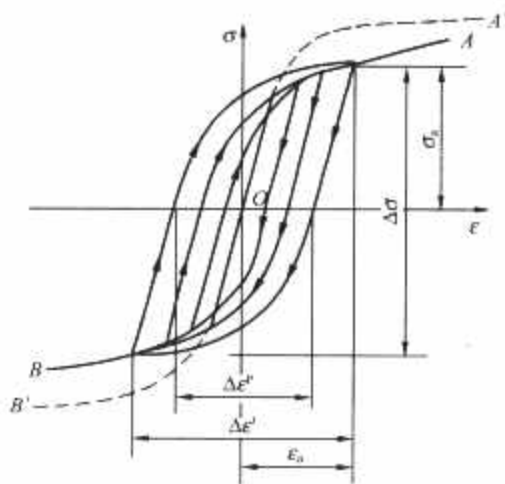


图 4.14-12 应力应变迟滞回路

随着应力应变幅度逐渐增大，回路顶点描述的动态硬化曲线  $OA$  不同于静态硬化曲线  $OA'$ 。对调质钢而言，一般表现为软化。常用下式来描述该硬化曲线，即

$$\frac{\Delta\epsilon^t}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left( \frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^n$$

### 5.4.2 平面应变下的硬化曲线

进行构件弹塑性的有限元计算时，一般通过等效应力应变增量沿硬化曲线的移动求各分量。在平面应变条件下，该模型可简化成一维计算模型。以汽轮机主轴上的汽封弹性槽为例， $\sigma_z$ 、 $\sigma_r$  及  $\sigma_\theta$  分别为轴向、径向和周向应力，忽略离心力。机组在大幅度工况变化（如启、停机）时，热应力在槽底引起以轴向为主的塑性变形，在弹性槽底的表面层温度突然变化时，有  $\epsilon_\theta=0$ ，且  $\sigma_r=0$ 。

（1）应变的弹性分量为

$$\epsilon_z = \frac{1-\mu^2}{E} \sigma_z$$

（2）应变的塑性分量则为

$$\epsilon_z^p = \frac{3}{2} f'(\sigma_{eq}) \left( \frac{\sigma'_z}{\sigma_{eq}} \right)$$

（3）如果采用低周疲劳计算中常用的硬化曲线表达式  $\epsilon = \frac{\sigma}{E} + \left( \frac{\sigma}{K} \right)^m$ ，则可将三维硬化曲线化为一维曲线，即有

$$\epsilon_z = \frac{1-\mu^2}{E} \sigma_z + \frac{3}{2} \left( \frac{1}{K} \right) \left( \frac{\sigma_{eq}}{K'} \right)^{m-1} \sigma'_z \quad (4.14-63)$$

其中

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sigma_z \sqrt{1-\nu+\nu^2} \\ \sigma'_z &= \frac{2-\nu}{3} \sigma_z \end{aligned}$$

式中： $\nu$  为泊桑系数。

### 5.4.3 无缺口试棒的对称循环疲劳曲线

（1）典型低周疲劳表达式。典型的低周疲劳  $\Delta\epsilon^t-N_f$  曲线的表达式为

$$\frac{\Delta\epsilon^t}{2} = \frac{\Delta\epsilon^e}{2} + \frac{\Delta\epsilon^p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4.14-64)$$

式中:  $\sigma'_f$  为疲劳强度系数;  $N_f$  为到失效为止的循环周次;  $b$  为疲劳强度指数;  $\epsilon'_f$  为疲劳塑性应变系数;  $c$  为疲劳塑性指数。

$\sigma'_f$  与  $\epsilon'_f$  可近似用静态抗拉强度与延伸率代替。一般  $-0.8 < c < -0.5$  时, 可用  $c \approx -\frac{1}{1+5n}$  估算;  $-0.15 < b < -0.05$  时, 可用  $b \approx -\frac{n}{1+5n}$  估算;  $n$  为动态硬化曲线指数。

(2) 曼森 (Manson) 表达式。式 (4.14-64) 简化后可得低周疲劳的曼森表达式为

$$\Delta \epsilon^t = 3.5 \frac{\sigma_u}{E} (N_f)^{-0.12} + \epsilon_f^{0.6} (N_f)^{-0.6} \quad (4.14-65)$$

式中:  $\sigma_u$  与  $\epsilon_f$  为静态抗拉强度与真实延伸率。

式 (4.14-65) 适用于一般钢材以及非铁合金。

(3) S. W. T Smith-Watson-Topper 表达式。S. W. T 假想的应力计算式为

$$\sigma_{S.W.T} = \sqrt{E \left( \frac{\Delta \sigma}{2} \right) \left( \frac{\Delta \epsilon^t}{2} \right)} = \sqrt{E \sigma_u \epsilon_u} \quad (4.14-66)$$

以假想的应力与失效循环周次作  $\sigma_{S.W.T}-N_f$  曲线。

(4) 兰格 (Langer) 表达式。兰格表达式为

$$\sigma_s = \frac{E \epsilon_f}{4 \sqrt{N_f}} + \sigma_{-1} = \frac{E}{4 \sqrt{N_f}} \ln \left( \frac{1}{1-\psi} \right) + \sigma_{-1}$$

式中:  $\psi$  为断面收缩率。

这是一个适用于从高周到低周疲劳分析的通用式, 关键在于  $\psi$  是否取得适当。

以上表达式应注意其含义, 最常用的是曼森表达式。

#### 5.4.4 应力集中的影响

汽轮机用材基本上都是韧性良好的材料。缺口对韧性材料所起的作用分以下两种情况。

(1) 缺口尺寸相对于构件截面尺寸相当大或应力变化梯度不太大的情况下, 可作类似于试棒的处理。因此, 在  $N_f < 10^6$  的过渡区可取有效应力集中系数  $K$  为

$$K = \frac{K_f}{6} \lg N_f \quad (4.14-67)$$

式中:  $K_f$  为高周疲劳有效应力集中系数。

(2) 在缺口尺寸显著小于构件截面尺寸, 或公称应力变化梯度很大的情况下, 即使发生疲劳的次数不多, 构件也可能出现裂纹 (寿终)。这种  $N_f$  较小的情况下, 应使用理论应力集中系数  $K_t$  进行塑性变形量计算, 在  $N_f \geq 10^4$  时考虑以  $K_f$  代替  $K_t$ 。

#### 5.4.5 平均应力 $\sigma_m$ 的影响

平均应力对处在弹性范围以内的高周疲劳影响很大, 但在低周疲劳领域里,  $\Delta \epsilon^t$  越大, 即  $N_f$  越小, 平均应力的影响也越小。

### 5.5 弯扭复合疲劳

在电网或发电机发生短路、电网震荡、误合闸等事故时, 轴系可能发生剧烈扭振。如轴系设计不当, 则可能并发较强烈的横向振动。由于这两种振动的主应力方向不同, 从而形成了复杂的疲劳问题。

两种振动的疲劳机理也不同。一般弯曲疲劳强度比扭曲疲劳强度小一些。两者的差异也限制了等效应力 (或应变) 概念使用的有效性。对弯扭复合疲劳, 目前尚缺乏公认的失效准则, 此处仅提供一些实用性经验公式。

#### 5.5.1 弯扭高周复合疲劳准则

(1) 对称应力循环。高氏 (Gough) 准则。令  $\sigma_a$  及  $\tau_a$

分别为弯应力幅与剪应力幅的允许值,  $b$  及  $t$  分别代表纯弯及纯扭情况下, 相同失效循环次数下的弯应力与剪应力, 即弯、扭疲劳强度, 则在弯应力  $\sigma_a$  与剪应力  $\tau_a$  同时存在的情况下有关系式

$$\left( \frac{\sigma_a}{b} \right)^2 + \left( \frac{\tau_a}{t} \right)^2 = 1 \quad (4.14-68)$$

式 (4.14-68) 适用于韧性材料。

(2) 非对称应力循环。采用式 (4.14-68),  $b$  及  $t$  为非对称应力循环的疲劳极限。

#### 5.5.2 弯扭低周复合疲劳准则

类似于式 (4.14-68), 可建立以应变量为基础的准则, 此时等效角应变幅  $\gamma_{eq}$  满足

$$\left( \frac{\gamma_{eq}}{2} \right)^j = A (\epsilon_n)^j + \left( \frac{\gamma_{max}}{2} \right)^j \quad (4.14-69)$$

$$\gamma_{max} = \epsilon_1 - \epsilon_2$$

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2}{2}$$

式中:  $j \approx 1$  为脆性材料;  $j \approx 2$  为韧性材料;  $A$  为常数;  $\gamma_{max}$  为最大角应变幅;  $\epsilon_1$  及  $\epsilon_2$  为主应变幅;  $\epsilon_n$  为垂直于该角应变面的正应变幅。

通过同寿命的纯扭曲与纯弯曲试验可求出常数  $A$ 。

### 5.6 疲劳寿命消耗的累积

#### 5.6.1 线性累积法

工程中通用的疲劳寿命消耗的计算法仍是从统计学概念出发的线性累积法。

设试棒在应力幅  $\sigma_m$  下经受了  $N_f$  次循环受力而失效。试棒仅经受了  $n_i$  次循环, 且在多种幅度及不同循环次数后, 其总的寿命损耗为

$$D = \sum_{i=1,2,3,\dots} \frac{n_i}{N_i} \quad (4.14-70)$$

$D=1$  时即为寿终。

应注意: 如首次循环幅度特大, 以致事后留有残余应力, 随后的应力幅度又都小些, 则常会在  $D > 1$  时才失效, 反之常在  $D < 1$  时就失效了。

#### 5.6.2 随机性过程的分解法

随机性过程的分解法目的是分解出不同幅度的波动及其循环次数, 以便确定各自的寿命消耗。最常用的分解方法有两种:

(1) 幅度分配法。幅度分配法常把较小的应力波动逐次取出抹平, 每级的波动各有其对称幅度  $\sigma_n$  及平均应力值  $\sigma_m$  最后得到基频波动。此法适用于手工分析。

(2) 雨流法。雨流法是仿水流走向总是把深谷先填满才升高水位而得名。从一最高点 (或最低点) 开始, 按水流方向抹掉次要过程, 得到基频波动。然后按同样原则把抹掉的次要过程再分解为数个波动。雨流法为目前国内外在机电耦合研究中广泛应用的方法, 适合于使用计算机分析。

### 5.7 疲劳计算的一些材料数据及算例

#### 5.7.1 疲劳计算的一些材料数据

预估汽轮机、发电机转子是否可能发生扭振疲劳失效的有关材料数据如下。

(1) 材料对象。汽轮发电机组转子材料的强度范围为:  $630\text{MPa} < \sigma_u < 900\text{MPa}$ ;  $500\text{MPa} < \sigma_{0.2} < 700\text{MPa}$ 。



(2) 一维动态硬化曲线表达式。

$$\left. \begin{aligned} \text{拉压} \quad \epsilon_n &= \frac{\sigma_n}{E} + \left( \frac{\sigma_n}{H} \right)^{\frac{1}{S}} \\ \text{扭转} \quad \gamma_n &= \frac{\tau_n}{G} + \left( \frac{\tau_n}{H'} \right)^{\frac{1}{S'}} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-71)$$

(3) 低周疲劳曲线表达式。

$$\left. \begin{aligned} \text{拉压} \quad \epsilon_n &= A(2N_f)^{\alpha} + B(2N_f)^{\beta} \\ \text{扭转} \quad \gamma_n &= A'(2N_f)^{\alpha'} + B'(2N_f)^{\beta'} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-72)$$

(4) 尺寸效应。当  $\gamma_n > 1\%$  时, 尺寸效应会更加显著。

(5) 疲劳数据的精确范围。一般取  $500 < N_f < 10^5$ 。

### 5.7.2 汽轮发电机扭振疲劳算例

已知: 某汽轮发电机轴系在电网事故中发生强烈扭振, 致使在轴头应力集中处, 按弹性计算得代表性剪应力高达  $997.4\text{MPa}$ 。改进后, 该应力预计降至  $772.1\text{MPa}$ 。  $\sigma_{0.1} = 750\text{MPa}$ ;  $\sigma_{0.2} = 600\text{MPa}$ ; 按式 (4.14-71) 及式 (4.14-72), 有如下材料常数数据:

$\sigma_{0.1} = 750\text{MPa}$ ;  $\sigma_{0.2} = 600\text{MPa}$ ;  $E = 2 \times 10^5\text{MPa}$ ;  $G = 8.1 \times 10^4\text{MPa}$ ;  $H = 690\text{MPa}$ ;  $S = 0.06$ ;  $A = 3.4 \times 10^{-3}$ ;  $\alpha = -0.04$ ;  $B = 1.2$ ;  $\beta = -0.7$ ;  $H' = 430\text{MPa}$ ;  $S' = 0.085$ ;  $A' = 5.5 \times 10^{-3}$ ;  $\alpha' = -0.05$ ;  $B' = 1.2$ ;  $\beta' = -0.6$ 。尺寸效应估计为 0.75, 对扭转与弯曲相同。

(1) 仅考虑扭转, 计算得失效周次上的安全倍率约为 2.4, 在应变幅上的安全倍率为 1.6。

(2) 横向振动的影响计算表明: 公称弯应力幅达  $588.8\text{MPa}$  以上使失效周次  $N_f$  从 486 降到 200。除了严重事故破坏转子平衡之外, 不可能有如此严重的横向振动。故一般情况下可认为扭振是使失效周次明显下降的决定因素, 横向振动的影响很有限。

## 5.8 汽轮机的高温低周疲劳

在汽轮机启、停和变工况的过程中, 转子、汽缸、阀壳的局部热应力集中部位 (且温度  $t \geq 420^\circ\text{C}$  的区域), 其应力峰值可能反复超过屈服应力而形成应力应变迟滞回路 (或称循环回路), 造成高温低周疲劳。

疲劳与蠕变并存的损伤情况相当复杂, 其综合作用可用三维坐标图表示。图 4.14-13 所示为汽轮机构件某横截面上的疲劳—蠕变综合实效图。由图可见, 一种损伤发展到一定程度才会相互影响, 最后又以一种损伤为主进一步发展。

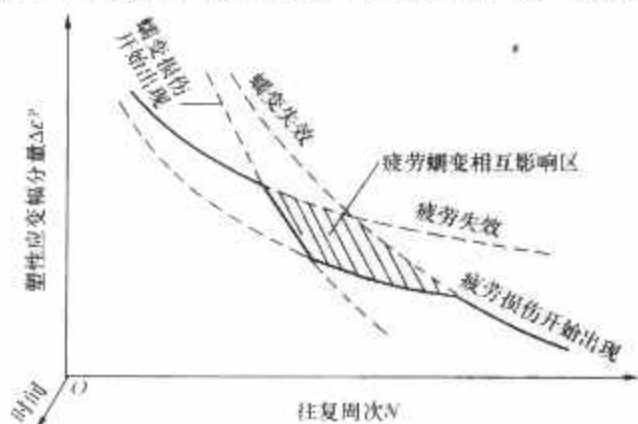


图 4.14-13 疲劳—蠕变综合失效图

### 5.8.1 高温低周疲劳曲线

(1) 特征与表达方式。高温疲劳曲线与常温疲劳曲线的主要区别在于曲线不出现水平部分, 即使在  $N_f > 10^6$  时也不出现疲劳极限。

高温疲劳曲线同样也可视为由弹性与塑性两个分量组

成, 其表达式为

$$\epsilon_n = \frac{\Delta\epsilon^e}{2} = \frac{\Delta\epsilon^e}{2} + \frac{\Delta\epsilon^p}{2} = A(N_f)^{-\alpha} + B(N_f)^{-\beta} \quad (4.14-73)$$

式中:  $A$ 、 $B$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$  为材料常数, 由试验确定;  $N_f$  为失效周次。

如以应力为坐标, 则可将式 (4.14-73) 两侧分别乘以弹性模数  $E$ , 从而将  $E \frac{\Delta\epsilon^e}{2}$  作为应力 (但非真实应力)。

(2) 高温疲劳试验方法与试验数据处理。在工程应用中, 一般仅做无保持时间的恒温对称循环疲劳试验, 并以工件在稳态运行时的温度作为试验温度。推导较低温度的疲劳曲线的近似办法是: 将曲线上各点的纵坐标 (应变幅) 除以试验温度下的弹性模数, 而后再乘以待求的疲劳曲线温度下的弹性模数。

如用试验来确定 (松弛或蠕变) 保持时间对疲劳曲线的影响, 则可集中在  $0.2\% < \frac{\Delta\epsilon^e}{2} < 0.5\%$  的范围内选几点进行试验。利用已有的经验规律, 从该试验点外推到保持时间更长的试验点。

### 5.8.2 疲劳、蠕变 (或松弛) 的综合寿命损耗

#### 5.8.2.1 线性累积法

类似于式 (4.14-70), 式 (4.14-74) 中  $\tau_i$  为某应力下的持续蠕变时间,  $\tau_{R0}$  为在同一应力与温度下, 构件到失效为止所需的持续时间, 在两种消耗并存的情况下, 构件的总寿命消耗为

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} + \sum \frac{\tau_i}{\tau_{R0}} \quad (4.14-74)$$

线性累积法仅以试验数据统计为依据, 适用于蠕变与疲劳相互独立存在的情况, 如转子内孔表面在离心力及高温下发生蠕变, 在启停时又发生热疲劳。

#### 5.8.2.2 应变分割法 (简称 S. R. P 法)

应变分割法是迄今发展得比较完善的一个方法, 应与有限元计算或其他近似方法计算的应力应变回路相结合。该方法认为蠕变 (主要作为松弛) 存在于低周应力应变循环回路中并成为其组成部分, 任何一个既包含疲劳又包含蠕变的应力应变循环回路的塑性应变幅  $\Delta\epsilon^p$  可设想由四种典型回路作为分量所组成。用下标  $p$  代表塑性变形, 用下标  $c$  代表蠕变, 由此可组成  $pp$ 、 $cc$ 、 $pc$  与  $cp$  四种回路, 如图 4.14-14 (a) 所示。第一个字母代表回路的拉应力侧, 第二个字母代表回路的压应力侧。

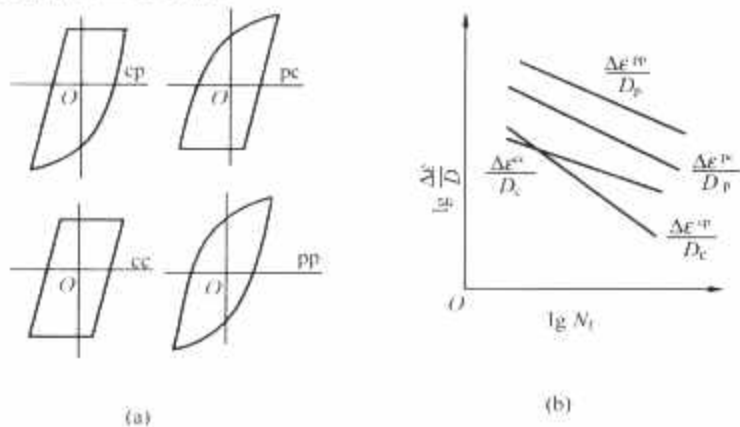


图 4.14-14 四种典型回路及寿命损耗曲线

以  $N_{pp}$ 、 $N_{cc}$ 、 $N_{pc}$  及  $N_{cp}$  分别代表四种典型分回路各自到失效为止的循环周次; 以  $F_{pp}$ 、 $F_{cc}$ 、 $F_{pc}$  与  $F_{cp}$  分别代表各典型分回路在某实际回路中所占的比重, 如  $F_{pp} = \frac{\Delta\epsilon^{pp}}{\Delta\epsilon^p}$ , 则该回路一次循环所引起的寿命消耗为

$$\frac{1}{N_f} = \frac{F_{pp}}{N_{pp}} + \frac{F_{cc}}{N_{cc}} + \frac{F_{cp}}{N_{cp}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{F_{pp}}{N_{pp}} + \frac{F_{cc}}{N_{cc}} + \frac{F_{pc}}{N_{pc}} \quad (4.14-75)$$

$F_{pc}$  与  $F_{cp}$  不能同时存在,  $N_f$  为该回路到试件失效为止的循环周次。

图 4.14-14 (b) 所示为四个典型循环回路寿命损耗曲线的一般走向, 由图可知 pp 型寿命损耗最小而 cp 型最大, 可使用下列经验关系式表示, 即

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta \epsilon^{pp}}{D_p} &\approx 0.75 N_{pp}^{-0.6} \\ \frac{\Delta \epsilon^{cc}}{D_c} &\approx 0.75 N_{cc}^{-0.8} \\ \frac{\Delta \epsilon^{pc}}{D_p} &\approx 1.25 N_{pc}^{-0.8} \\ \frac{\Delta \epsilon^{cp}}{D_c} &\approx 0.25 N_{cp}^{-0.8} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-76)$$

在低频 (频率小于  $10^{-3}$  Hz) 情况下可忽略塑性变形分量, 在高频 (频率大于 1 Hz) 情况下可忽略蠕变分量; 在高、低频之间, 近似取  $F=1$ 。

注意: 在疲劳曲线用于三维分析, 并以等效应变作为纵坐标的情况下, 上述计算中应以  $\frac{1.5E_1}{1+\mu}$  代替  $E$  (见本章第 2 节)。

### 5.8.3 设计用与事故分析用疲劳曲线

#### 5.8.3.1 现场事故分析用疲劳曲线

设计中尚缺公认规定, 建议以对称循环疲劳 50% 可信度的曲线作为基础, 再根据实际情况进行必要的修正。

#### 5.8.3.2 设计用高温疲劳曲线

(1) 压力容器设计用疲劳曲线。用于高压加热器壳体、阀壳等低合金钢制造的部件时, 比较公认且有权的疲劳曲线是美国锅炉与压力容器设计导则与德国 TRD301 中所提供的曲线。

美国提出如下安全系数要求:

- 1) 对失效受载周次应取 20 倍的安全系数。
- 2) 对失效的应变 (或应力) 幅应取 2 倍的安全系数。

上述两要求应以较严者为准。图 4.14-15 所示为美国导则提供的 1000°F (538°C) 的通用疲劳曲线, 该曲线已考虑了平均应力的影响。

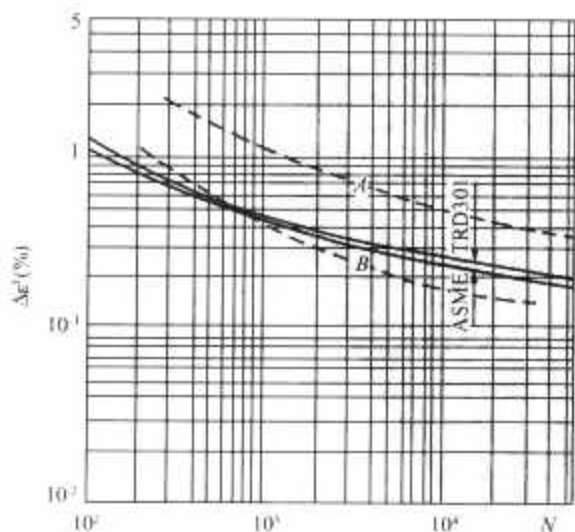


图 4.14-15 压力容器高温疲劳曲线

(2) 汽轮机构件的设计疲劳曲线。汽轮机产品对材质的要求要高些。如从转子锻件取下不同部位的大量试棒进行高温疲劳试验, 继而绘制 50% 可信度的曲线, 则可取如下安

全系数:

- 1) 对失效周次取 5 倍安全系数。
- 2) 转子等旋转锻件, 对应变幅取 1.5 倍安全系数。
- 3) 汽缸、阀门、管道等静止部件中, 铸件对失效应变幅取 1.5 倍安全系数; 锻件对失效应变幅取 1.25 倍的安全系数。

在缺乏充分的试验数据的情况下, 可参照使用压力容器疲劳曲线 (见图 4.14-15)。A 及 B 两条曲线分别代表 CrMoV 钢在 550°C 下 (松弛保持时间 0~90min) 的疲劳试验数据分散带的上下限。

## 6 断裂力学基础

汽轮机组中涉及断裂力学的问题:

- (1) 机组启停及变工况时引起的热应力可能促使裂纹扩展, 需判断其危害性与处理的必要性。
- (2) 在制造过程中须对材料中已发现的缺陷是否会危及汽轮机的运行寿命作出判断。

### 6.1 裂纹前沿的应力场与应力强度因子

#### 6.1.1 裂纹的三种典型扩展方式

三种裂纹的典型扩展形式分别为: I 型 (张开型)、II 型 (滑开型) 及 III 型 (撕开型)。工程中常把走向不明的裂纹作为 I 型裂纹进行偏保守的评估。

#### 6.1.2 应力场与应力强度因子

(1) 典型的裂纹问题。已知一个单向受力的无限大平板,  $\sigma_\infty$  是远处垂直于穿透裂纹面的均匀拉应力, 裂纹长度为  $2a$ 。设材料各向同性而板的各点皆处于弹性状态中, 裂纹前沿附近板中某点  $(r, \theta)$  处的应力场表达式为

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \text{非奇异项} \quad (4.14-77)$$

$\sigma_x$  与  $\tau_{xy}$  的表达式类似,  $K_I$  称为 I 型裂纹的应力强度因子。

(2) 应力集中与应力强度因子。构件缺口底部尖端的曲率半径  $\rho$  小到极限时即成为裂纹。根据实验, 只要  $\rho$  小于试样最大有关尺寸的 1/250, 则应力强度因子即为

$$K_I = \frac{1}{2} \sigma_{\max} \sqrt{\pi \rho} \quad (4.14-78)$$

(3) 第 I 类裂纹应力强度因子。令  $\sigma_n$  为裂纹尖端处的公称应力 (即假设无裂纹情况下的应力), 则第 I 类裂纹的应力强度因子表达为

$$K_I = \sigma_n Y \sqrt{\pi a} \quad (4.14-79)$$

式中: 系数  $Y$  为几何因子, 其仅取决于构件的几何尺寸比例。

#### 6.1.3 二维的 $K_I$ 用于解三维问题

以一个无限大三维构件中不穿透的椭圆形内部裂纹为例, 显然其二维与三维两种情况的应力分布必然相似, 但两者  $K_I$  不相同, 有

$$K_I = \frac{1}{\Phi} \sigma_\infty \sqrt{\pi a} \left[ \sin^2 \psi + \left( \frac{a}{b} \right)^2 \cos^2 \psi \right]^{0.25} \quad (4.14-80)$$

式中,  $\Phi$  近似满足

$$\Phi^2 = 1 + 1.47 \left( \frac{a}{b} \right)^{1.64}$$

因  $\Phi > 1$ , 作为穿透裂纹, 求出其二维的  $K_I$  值作为三维裂纹  $K_I$  的近似解是可行的。但对于表面裂纹而言, 只有在裂

纹前沿曲率半径中心不是处在完好材料的一侧而是在已裂开的一侧时才是偏安全的。

## 6.2 裂纹失稳扩展的条件及判据

以一单位厚度带穿透裂纹的平板为例, 未开裂前, 裂纹影响部分存在的弹性能为  $U = (\sigma^2/2E)\beta a^2$ , 形成裂纹时为拉断原子之间的联系所需做的功为  $W$ , 只有当板两端外移引起的应力足够大, 使  $\left| \frac{dU}{da} \right| > \left| \frac{dW}{da} \right|$  时裂纹才会扩展。

一般可用刚好达到  $\left| \frac{dU}{da} \right| = \left| \frac{dW}{da} \right|$  时的裂纹的应力强度因子  $K_I$  或裂纹能量释放率  $G_c$  来代表材料抗拒裂纹扩展的性能。 $K_I$  随着试件厚度增加而达到平面应变条件后达到最小值, 称为材料的平面应变断裂韧性, 简称为材料的断裂韧性。一般在试验室里测定的均是第 I 类裂纹的材料断裂韧性  $K_{Ic}$ 。

I 类裂纹的失稳条件为

$$K_I \geq K_{Ic} \quad (4.14-81)$$

工程中, 一般是先通过试验求出  $K_{Ic}$ , 再通过换算求出  $K_{IIc}$  及  $K_{IIIc}$ 。

对汽轮机构件的内部缺陷, 较安全的方法是将其作为 I 类裂纹评估其危害程度。

## 6.3 断裂力学处理的区域划分

以一个带边界裂纹的厚板条随温度变化的断裂情况为例, 如以  $\sigma$  表示裂纹远方的均匀拉应力,  $\sigma_n$  表示韧带区中的平均应力,  $[\sigma]$  表示裂纹尖端处引起开裂的有效应力,  $\sigma_s$  表示材料的屈服应力, 则可大体分为四个断裂力学处理区。

I 区: 如  $\sigma < \sigma_n < \sigma_s < [\sigma]$ , 失稳性断裂, 线弹性断裂力学有效。

II 区: 如  $\sigma < \sigma_n \leq \sigma_s < [\sigma]$ , 裂纹失稳前有一段扩展过程。裂纹前沿的塑性区不大, 可用等效裂纹长度代入线弹性断裂力学公式求解, 属弹塑性断裂力学范围。

III 区: 如  $\sigma < \sigma_s < \sigma_n < [\sigma]$ , 从开裂到断有一明显的发展过程。塑性区逐渐扩展, 逼近韧带全部。须用弹塑性断裂力学手段进行评估。

IV 区: 如  $\sigma_s < \sigma < \sigma_n < [\sigma]$ , 整个韧带以致整个构件发生塑性变形, 属于塑性力学的极限载荷范围, 不属于断裂力学范畴。

## 7 线弹性及弹塑性断裂力学的应用

### 7.1 汽轮机部件的裂纹

(1) 转子。一般转子上出现裂纹均源于应力集中部位。裂纹所处的部位满足平面应变条件时, 可用线弹性断裂力学方法处理。低压转子上常出现应力腐蚀引起的裂纹, 这种裂纹发生在既有应力集中又容易积存水垢的部位 (如键槽、叶根), 只能用类似于运行条件下的裂纹扩展的试验结果来预计这种裂纹的发展。

(2) 汽缸与阀壳等铸件。多数裂纹出现在结构焊缝或补焊部位。裂纹还可能从一个点状缺陷出发而逐步扩展, 继而呈椭圆状向深度发展, 在构件断裂之前使裂纹穿透缸壁而漏汽。

### 7.2 线弹性断裂力学的应用

只要掌握了裂纹的尺寸及构件的应力分布, 就可利用应

力强度因子手册及近似算法求得裂纹的应力强度因子  $K_I$ , 同时, 亦可查到材料在工作温度下的断裂韧性值  $K_{Ic}$ 。

(1) 构件厚度基本满足平面应变条件而韧带的尺寸也较大时, 其公称应力  $\sigma_n < \sigma_s$ , 壁温  $T < \text{FATT}$ , 则  $K_I \geq K_{Ic}$  预示将可能发生脆断。

(2) 构件虽厚, 但因裂纹很深, 使韧带中的平均应力接近屈服应力。此时, 须用弹塑性断裂力学才能进行较确切的判断。

(3) 构件很厚, 但裂纹很浅, 断裂只会由极限载荷引起, 不必用线弹性断裂力学计算。

(4) 构件壁薄 (如管道), 但韧带宽度有余, 如仍用  $K_I \geq K_{Ic}$  判据, 则计算结果偏保守, 须用弹塑性断裂力学计算确切结果。

## 7.3 构件裂纹应力强度因子的求法

应力强度因子手册提供的是一些典型情况的  $K$  值, 不一定能直接用于计算工程中的裂纹问题。因此, 近年来还发展了利用裂纹在往复受力下扩展的规律来求裂纹应力强度因子的方法, 较精确的求法是用有限元求出裂纹应力强度因子。工程上比较简单而适用的办法如下。

### 7.3.1 应力状态叠加法

将出现表面裂纹或内部裂纹的构件, 手册中无法查到其应力状态下相应的  $K$  值, 因此可将此应力场通过几个手册中可查到  $K$  值的等价应力状态的  $K$  值叠加。例如, 汽轮机机组的一根拉杆的螺栓孔边缘裂纹如图 4.14-16 (a) 所示, 它可分解为图 4.14-16 (d) 与 (e) 两个应力状态相叠加, 且与分图 4.14-16 (b) 与 (c) 两个应力状态相叠加等价。图 4.14-16 (b) 与 (c) 两种情况的  $K$  值即  $K_p$ 、 $K_\sigma$  都可在手册中查到, 从而得出整个构件应力状态下的  $K = (K_p + K_\sigma)/2$ 。

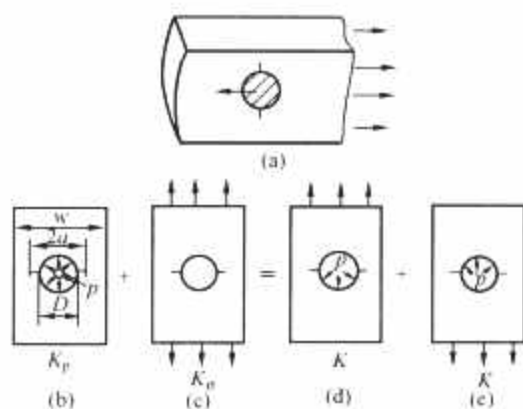


图 4.14-16 拉杆孔裂纹的  $K$  值计算

### 7.3.2 椭圆形裂纹 $K_I$ 的工程求法

(1) 应力强度因子的通用公式。汽轮机构件中可作为裂纹评估的单个缺陷多呈长轴长为  $2a$  的椭圆形, 因此可作为椭圆形处理。构件壁厚度  $b$  上, 总可求出一等效薄膜应力  $\sigma_m$  与一等效弯应力  $\sigma_b$ 。应力强度因子的通用公式为

$$K_I = (\sigma_m M_m + \sigma_b M_b) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \quad (4.14-82)$$

$$Q = \phi^2 - 0.212 \left( \frac{\sigma}{\sigma_s} \right)^2$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_m$$

$$\text{近似有} \quad \phi^2 \approx 1 + 1.47 \left( \frac{a}{c} \right)^{1.64}$$

式中:  $Q$  为裂纹形状参数;  $M_m$  与  $M_b$  分别为  $\sigma_m$  与  $\sigma_b$  的修正系数。



(2) 公式适用范围。以裂纹处无明显结构性的应力集中为限, 总公称应力低于屈服点。

### 7.3.3 长形表面裂纹 $K_I$ 的工程求法

(1) 在汽轮机构件中, 常可见到的还有长形裂纹, 其多与焊缝有关。长形表面裂纹  $K_I$  的计算公式为

$$K_I = 2\sigma(x_0) \sqrt{a \sin \alpha} f_1 \left[ \frac{a}{R(x_0)} \right] f_2 \left( \frac{a}{h}, \frac{R_m}{h} \right) f_3 \left( \frac{L}{a} \right) \quad (4.14-83)$$

$$R_m = \sqrt{\frac{R_i^2 + R_o^2}{2}} \approx \frac{R_i + R_o}{2}$$

式中:  $\alpha$  为裂纹面与构件表面的切面之间的夹角;  $x_0$  为应力场中的代表性点;  $R(x_0)$  为通过  $x_0$  点的曲率半径;  $h$  为壁厚;  $R_m$  为壁的平均曲率半径;  $R_i$  为外径;  $R_o$  为内径;  $L$  为相邻平行裂纹间的间距。

(2) 当  $0 \leq \frac{a}{R(x_0)} \leq 0.2$ ,  $0 \leq \frac{a}{h} \leq 0.1$ ,  $\frac{L}{a} \geq 10$ ,  $0 \leq n_r \leq 4$ , 且  $0 \leq n_s \leq 2$  时, 式 (4.14-83) 可简化为

$$K_I = 2\sigma(x_0) \sqrt{a \sin \alpha} \quad (4.14-84)$$

### 7.3.4 结构应力集中处 $K_I$ 上下限的近似求法

(1) 如应力集中处构件截面厚度与表面裂纹深度之比很大, 则可作为半无限大板处理, 即

$$[0.29\sigma(a) + 0.83\sigma_m] \sqrt{\pi a} < K_I < 1.12\sigma_m \sqrt{\pi a} \quad (4.14-85)$$

(2) 如应力集中处构件截面厚度与表面裂纹深度相差不是很大, 则应作为板条处理, 即

$$[F_1\sigma(a) + F_2\sigma_m] \sqrt{\pi a} < K_I < [F_1 + F_2]\sigma_m \sqrt{\pi a} \quad (4.14-86)$$

应用式 (4.14-86) 的唯一限制条件是  $\sigma(x)$  应是单调下降函数, 且  $\sigma(a) \geq 0$ 。

## 7.4 裂纹的疲劳扩展

### 7.4.1 裂纹疲劳扩展的表达式

(1) 帕里斯 (Paris) 公式。帕里斯公式为

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^n \quad (4.14-87)$$

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (\text{如 } K_{\min} < 0, \text{ 取 } K_{\min} = 0)$$

式中:  $C$  与  $n$  皆为材料常数。

如认为形状因子  $Y$  不随裂纹的扩展而变化, 则裂纹从初始值  $a_i$  扩展到  $a_f$  所需要 (同条件下) 的往复受力次数为

$$N = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C (\Delta K)^n} = \frac{1}{C Y^n (\Delta \sigma)^n \pi^{n/2}} \times \frac{(a_f)^{(1-\frac{n}{2})} - (a_i)^{(1-\frac{n}{2})}}{\frac{n}{2} - 1} \quad (4.14-88)$$

(2) 帕里斯修正公式。考虑到平均应力的影响以及  $K_{\max}$  在接近  $K_{Ic}$  时裂纹会加速扩展, 建议采用修正公式, 即

$$\frac{da}{dN} = C [K_{\max} (1-R)^m]^n \quad (4.14-89)$$

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}}$$

式中:  $m$ 、 $n$  及  $C$  皆为材料常数。

对钢材, 如无介质腐蚀问题, 多采用式 (4.14-87)。

(3) 实测的断裂韧性  $K_{Ic}$  参考数据。转子钢的  $K_{Ic}$  参考数据见图 4.14-17。

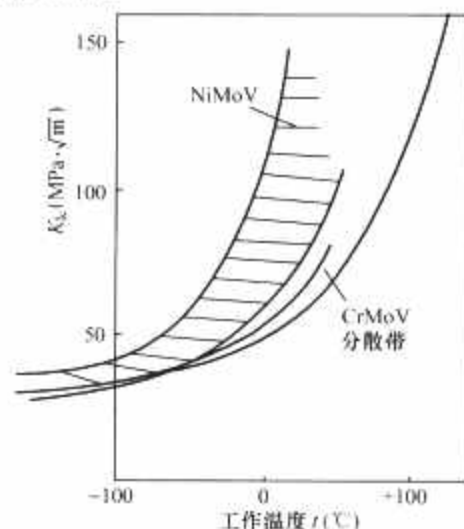


图 4.14-17 转子钢的  $K_{Ic}$  参考数据

### 7.4.2 算例

汽轮机主要构件 (转子和轴系) 的裂纹疲劳分析计算算例详见本篇第 7 章。

## 7.5 弹塑性及塑性断裂力学的应用

### 7.5.1 弹塑性断裂力学的裂纹尖端塑性应变区与 $J$ 积分

裂纹尖端处总有一个塑性区, 设其边界落在式 (4.14-77) 中奇异项应力  $\sigma_y = K_I / \sqrt{2\pi r}$  达到材料屈服应力  $\sigma_s$  处。令  $r_p$  为该塑性区的半径, 可得修正后的表达式为

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{K_I}{m\sigma_s} \right)^2 \quad (4.14-90)$$

对平面应力而言, 约束系数  $m=1$ ; 对平面应变而言,  $m=\sqrt{3}$ 。

由此, 对应力强度因子的修正如下:

(1) 在  $r_p < 0.25a$  的范围内, 线弹性断裂力学严格有效, 裂纹长度为  $2a$ 。

(2) 如塑性区稍大一些, 有效裂纹长度为  $2(a+r_p)$ , 则修正后的表达式为

$$K_I = Y \sigma \sqrt{\pi(a+r_p)} \quad (4.14-91)$$

在载荷逐渐接近极限载荷的广泛塑性变形情况下, 裂纹尖端处应力奇异区须用两个新的概念替代, 即  $J$  积分和裂纹顶端张口位移  $\delta$ 。

### 7.5.2 开裂的 $J$ 积分临界值 $J_{Ic}$ 及其工程应用

(1) 开裂的  $J$  积分临界值  $J_{Ic}$ 。材料温度高于 FATT 而处于韧性条件下, 代表开裂材料特性的  $J$  值随试件厚度的增加而下降, 当厚度超过一定值后, 才稳定在一最低值上, 该值称为  $J_{Ic}$ 。

$J_{Ic}$  可用库斯毛尔的经验公式表示为

$$J_{Ic} = 600 C_V \frac{\sigma_s}{E} \quad (4.14-92)$$

式中:  $C_V$  为夏皮 (Charpy) 冲击韧性试验值,  $J$ 。

(2) 用  $J_{Ic}$  求  $K_{Ic}$ 。当温度过高, 钢材难以满足测定  $K_{Ic}$  的条件时, 可用  $J_{Ic}$  测定值求  $K_{Ic}$ , 即

$$K_{Ic} = \sqrt{J_{Ic} \frac{E}{1-\mu^2}} \quad (4.14-93)$$

由于受尺寸效应影响, 用  $J_{Ic}$  求出的  $K_{Ic}$  要偏高些。

(3) 脆性转化区中的断裂韧性。对脆性与塑性断裂过渡区, 按不发生塑性开裂来求所允许的载荷, 即用  $K_{Ic} = \sqrt{\frac{E}{1-\mu^2} J_{Ic}}$  计算。

## 7.6 高温下裂纹的扩展

### 7.6.1 $C^*$ 积分

高温下裂纹的扩展受工艺因素、材料性能与环境气氛的影响。稳定蠕变条件下,  $C^*$  积分 ( $J$  积分的变异) 对裂纹起决定性作用, 管道及阀壳等很多裂纹均属于这种情况。

材料的恒温蠕变规律服从指数表达式  $\epsilon/\epsilon_0 = (\sigma/\sigma_0)^n$ , 而材料硬化规律也服从指数关系  $\epsilon/\epsilon_0 = (\sigma/\sigma_0)^n$ , 但上述两个指数是不相同的。

### 7.6.2 高温下的裂纹扩展率

(1) 单纯由蠕变引起的裂纹扩展率为

$$\frac{da}{d\tau} = C (\Delta K)^m \quad (4.14-94)$$

常数  $C$  与  $m$  相仿; 铬钼钒铸钢的裂纹疲劳扩展率 (mm/周次) 为  $da/dN = 10^{-7} \Delta K^{-3.5}$ , 此式为  $\Delta K = 16 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$  条件下通过试验求得的, 一般取  $2 \leq m \leq 4$ 。

(2) 在疲劳与蠕变综合影响下的扩展率为

$$\begin{aligned} \frac{da}{dN} = & 6.8 \times 10^{-8} (\Delta K)^{2.51} + 2.2 \times \\ & 10^{-6} [(2\tau)^{0.237} - 0.644] (\Delta K)^{1.454} + \\ & 1.18 \times 10^{-6} (\Delta K)^{1.27} \tau_h^{0.365} \end{aligned} \quad (4.14-95)$$

式中:  $da/dN$  为疲劳与蠕变综合影响下的扩展率, mm/周次;  $\Delta K$ , 以  $\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$  计;  $\tau$  为加载过程时间, s;  $\tau_h$  为保持时间, s; 最小与最大载荷比为  $R = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = 0.1$ 。

## 8 汽轮机部件裂纹扩展计算例题

### 8.1 低压转子裂纹扩展计算

(1) 已知超速 20% 时中心孔处周向离心应力  $\sigma = 460 \text{ MPa}$ 。材料性能  $\sigma_s = 700 \text{ MPa}$ ,  $t - \text{FATT} = 50^\circ\text{C}$ 。取相应的  $K_{Ic} = 120 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ , 裂纹深度与长度比  $a/2c = 0.1$ 。

(2) 求裂纹临界深度  $a_c$ 。在  $\frac{a}{2c} = 0.1$  的情况下, 由  $\phi \approx 1 + 1.47 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.64}$  得:  $\phi = 1.105$ ,  $Q = 1.105 - 0.212 \left(\frac{460}{700}\right)^2 = 1.0135$ ,  $K_I = M_m \sigma_m \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} = 1.1 \times 460 \sqrt{\frac{\pi a}{1.0135}} = 891 \sqrt{a}$ ,  $\sqrt{a_c} = K_{Ic} = 120$ , 故  $a_c = 0.0181 \text{ m}$ 。

) 设初始裂纹深度  $a_i = 0.5 \text{ mm}$ , 求允许的启动次数。

设  $C = 10^{-11}$ ,  $n = 3$ ,  $\Delta K = Y \sigma \sqrt{a \pi}$ , 且在  $\frac{a}{2c} = 0.1$  的情况下,  $Y = 1.0927$ ,  $a_f = a_c$ ; 汽轮机在额定转数下运行并受 10% 的热应力, 取  $\sigma = \left[ \frac{460}{(1.2)^2} \times 1.1 \right] \text{ MPa} = 351 \text{ MPa}$ , 则按式 (4.14-88) 可计算得  $a_i$  扩展到  $a_f$  的往复次数为

$$N = \frac{(0.0005)^{-0.5} - (0.0181)^{-0.5}}{0.5 \times 10^{-11} \pi^{1.5} (351 \times 1.0927)^3} = 23739$$

(4) 如要求能经受  $N = 10^4$  次启动, 求初始裂纹允许的深度。利用式 (4.14-88) 可导出

$$\frac{a_i}{a_f} = \left[ 1 + N \left( \frac{n}{2} - 1 \right) a_f^{\frac{n-2}{2}} c \pi^{\frac{n}{2}} (Y \Delta \sigma)^n \right]^{\frac{2}{2-n}}$$

在  $a/2c = 0.1$  的情况下, 有

$$\begin{aligned} \frac{a_i}{a_f} = & \left[ 1 + (0.0181)^{0.5} \times 10^4 \times 0.5 \times \right. \\ & \left. 10^{-11} \times \pi^{1.5} (351 \times 1.0927)^3 \right]^{-2} \\ = & 0.1032 \end{aligned}$$

综上求得  $a_i = 1.868 \text{ mm}$ ,  $2c_i = 18.68 \text{ mm}$ 。

### 8.2 高压转子调节级、中压转子第一级处中心孔表面裂纹蠕变扩展问题

(1) 已知长期稳定运行时的周向应力  $\sigma = 120 \text{ MPa}$ , 启动 (包括热应力) 的最高应力  $\sigma = 200 \text{ MPa}$ , 冷启动达到  $n = 3000 \text{ r/min}$  时, 设最低可能温度  $t - \text{FATT} = -50^\circ\text{C}$ , 因而取  $K_{Ic} = 60 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ ,  $\sigma_s = 450 \text{ MPa}$ 。

(2) 考虑每周启停一次, 连续运行 144h, 以  $\Delta a_1$  代表每次启动引起的裂纹扩展量,  $\Delta a_2$  代表每周连续运行引起的裂纹蠕变扩展量。将公式 (4.14-95) 中的  $da/dN$  分成两部分,  $a$  以 mm 计, 得

$$\begin{aligned} \frac{da_1}{dN} = & 6.8 \times 10^{-8} (\Delta K)^{2.51} + \\ & 2.2 \times 10^{-6} [(2\tau)^{0.237} - 0.644] (\Delta K)^{1.44} \\ \frac{da_2}{dN} = & 1.18 \times 10^{-6} (\Delta K)^{1.27} \tau_h^{0.365} \end{aligned}$$

启动至工作转速共 15min, 即  $\tau = [15 \times 60] \text{ s} = 900 \text{ s}$ ,  $\tau_h = [144 \times 3600] \text{ s} = 5.184 \times 10^5 \text{ s}$ 。

在  $\frac{a}{2c} = 0.1$  的情况下, 启动时,  $Q = 1.105 - 0.212 \times$

$$\left( \frac{200}{450} \right)^2 = 1.06, K_I = 1.1 \times 200 \sqrt{\frac{\pi a}{1.06}} = 377 \sqrt{a} \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}};$$

稳定运行时  $Q = 1.105 - 0.212 \left( \frac{120}{450} \right)^2 = 1.09$ ,  $K_I = 224 \sqrt{a} \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ , 分别代入  $\Delta a_1$  及  $\Delta a_2$  的表达式中, 求出每周裂纹总扩展量  $\Delta a = \Delta a_1 + \Delta a_2$ , 见表 4.14-2。

表 4.14-2 每周裂纹总扩展量的计算

$a \text{ (m)}$	0.001	0.005	0.01	0.02
$\frac{a}{2c} = 0.1$ 时, $\Delta a = \Delta a_1 + \Delta a_2$	$2.17 \times 10^{-3}$	$6.38 \times 10^{-3}$	0.01025	0.01668
$\frac{da}{dz} = 2 \times 10^{-3} \times$ $a^{0.6} \text{ mm/周}$	$2 \times 10^{-3}$	$5.25 \times 10^{-3}$	$7.96 \times 10^{-3}$	0.01207

因随着裂纹的扩展, 其形状总是逐渐接近半椭圆, 故按表 4.14-2 可近似以  $\frac{da}{dz} = 2 \times 10^{-3} \times a^{0.6}$  代表裂纹扩展量,  $a$  以 mm 计;  $z$  代表周数。

若取  $a_c = 35 \text{ mm}$ , 而  $a_i = 0.5 \text{ mm}$ , 则可安全运行的周数为  $\frac{35^{0.4} - 0.5^{0.4}}{0.4 \times 2 \times 10^{-3}} = 4235$ 。

说明: 本例设转子材料的性能与 1CrMo0.25V 钢在  $538^\circ\text{C}$  下的性能相似。

## 9 有限元分析

在汽轮机零部件的设计分析中, 尤其是复杂构件的强度分析, 有限元法是目前通用且最有效的工具之一。本节就有限元法的基本概念和原理, 及目前有限元通用软件在汽轮机强度设计中的应用概括作一简介。

### 9.1 有限元法的基本原理及流程

有限元法进行强度分析的基本思想是将所研究的结构或连续介质分为具有多个简单形状的单元, 经简化假设, 单元及单元上的连接点—节点的应力及变形状态可用一般公式来表达, 通过节点研究单元间的相互作用关系, 建立联立方程组, 利用边界条件求解与节点数相同的联立方程组, 从而得

到整体结构的强度刚度状态,其要求几何形状及物理模型尽量接近真实状况。

有限元法进行结构强度分析的基本流程如下:

(1) 结构离散化。结构离散化即将结构用足够多个有限尺寸的块(即单元)将结构进行网格划分,为适应不同的结构和载荷状况的需要,可采用不同类型和形状的单元,对结构突变处进行加密网格划分,对称结构可取其部分进行分析。现有有限元分析及汽轮机结构有限元分析中所常用的单元类型主要有以下8种,各类单元又有不同形状及节点数的单元。

- 1) 杆、梁单元。
- 2) 管单元。
- 3) 平面元与板弯曲元。
- 4) 壳单元:薄壳曲壳元、厚壳元。
- 5) 轴对称单元。
- 6) 接触单元。
- 7) 实体单元。

8) 特殊单元:断裂单元、弹簧单元、罚单元、广义单元、约束单元等。

(2) 位移模式的建立。根据单元形式,将单元中任意点位移(变形)假定为坐标的某种函数。

(3) 非节点外载荷向节点的移置。将真实外载荷等效为作用在单元节点上的集中载荷。

(4) 单元节点力与位移关系的建立及结构总控制方程的建立。根据单元形式、构件应力状态及单元应力应变关系、节点外力、位移模式,同时将单元侧面应力等效为单元各节点静力,用虚位移原理或变分的方法建立单元节点力与位移的关系,并得到只与材料弹性模量、泊松比及构件尺寸有关的单元刚度阵;在对离散单元特性分析的基础上,由于一节点同时属于不同单元的特点,在一定的应力假设下,变形单元满足运动学条件,使单元间能正确地连接在一起;依据一个节点上出现的节点力的总和等于给定外力的条件,建立结构的外载荷与结构各节点位移的关系式,得到方程数与节点位移数相同的结构总控制方程组,同时得到结构总刚度矩阵。

(5) 求解总控制方程得到各节点位移。用迭代法或直接法求解方程。

(6) 求解单元应力及结构强度分析。由各节点位移及节点力关系、应力应变关系求得所有单元应力,从而获得结构应力应变分布。

(7) 以上(1)~(6)为基于弹性状态的有限元分析过程。当结构出现塑性变形时,由于此时材料性能是非线性的,故需采用近似方法,即将载荷分成小段逐次加入,用(1)~(6)的流程方法对每一段的材料特性略加修改作线性处理,或用本章2.4节的方法,用弹性计算迭代获得。

## 9.2 有限元通用软件及在汽轮机结构分析中的应用

### 9.2.1 有限元分析通用软件

通用的大型有限元分析软件是以有限元方法和矩阵分析方法为主体、具有强大的前后处理功能的科学研究或工程结构分析应用软件。汽轮机及相关机械结构强度分析常用的大型有限元通用软件及其主要功能如下:

(1) SAP/NOISAP系列。该系列软件用有限元位移法分析线性和非线性结构力学问题,对组合结构进行静力和动力分析;此软件于20世纪70~90年代前在我国使用较广泛。

(2) ADINA/ADINAT系列。两个相互配合使用的结构

和热分析软件,能解决结构的线性和非线性的静力和动力问题、线性和非线性的稳态和瞬态温度场、流固耦合问题;此软件20世纪80~90年代前在我国广泛使用。

(3) ANSYS系列。ANSYS系列软件可用于结构线性和非线性的静力和动力分析(弹性、塑性、蠕变、膨胀、碰撞、小变形大挠度)、热传导分析(瞬稳态、导热、对流、辐射相变)、热应力分析、电磁场分析以及三元流体分析;有强大的单元库(共78种单元)及前后处理功能(能构造几何模型或通过与前处理专用软件配合直接将构件的CAD三视图转换成几何模型、自动划分网格、自动检查并修改、命令流驱动、大量结果数据处理生产表格并绘制各类分布图),并具有设计优化功能(在已知边界条件下,根据指定的设计变数和目标函数,自动改变模型计算出最优目标值)。ANSYS软件是国际国内工程结构分析应用最广,也是目前我国汽轮机行业中应用最广的有限元通用软件之一。

(4) MSC/NASTRAN/PATRAN/MARC。该系列软件为三家著名软件公司合并后出品的大型综合有限元软件,其分析功能基本同ANSYS,具有较强大的前后处理和求解功能;原主要应用于航空航天领域,20世纪80年代后在汽轮机行业也有较广泛的应用。

(5) ABAQUS。ABAQUS软件是目前公认的功能最强的非线性有限元分析软件。除上述软件的前后处理和结构分析功能外,该软件还拥有大多数典型工程材料模型库,可处理庞大复杂的问题和模拟高度非线性问题;也可与其他前处理功能强大的软件(如PATRAN)配套使用;是美国核电站设计中首选的分析软件,2003年开始进入中国汽轮机行业。

### 9.2.2 有限元法在汽轮机强度分析中的应用

随着计算机技术的发展及有限元通用软件功能的不断完善,各大汽轮机专业制造厂均应用有限元通用软件进行汽轮机大型零部件的强度设计分析。常进行的分析有部件的稳态、瞬态温度场和应力场,部件的变形分析,高温部件的蠕变分析,局部应力超过弹性范围区域的塑性分析,部件间的接触应力分析以及断裂分析等。通用软件应用于汽轮机强度设计分析的一般流程如下:

(1) 建立汽轮机部件的几何模型。

(2) 根据分析对象选择单元类型,有限元网格划分及检查处理(包括局部细化处理)。

(3) 根据分析类型选定材料特性。

(4) 分析部件上载荷与约束的设置,建立有限元分析力学模型。

(5) 有限元分析计算,获得应力、位移及温度分布等计算结果。

(6) 通过后处理将计算结果图形化或曲线化。

(7) 结果评判与设计完善,对应力计算结果应根据应力分类分别进行控制。

## 10 强度准则与安全性

### 10.1 强度准则

为确定构件安全与否,需要将计算出的构件应力与用试棒求出的材料失效力 $\sigma_t$ 进行对比。由于试棒是一维的,而构件一般在明显三维应力状态下,因此,为保证构件安全使用,须以等效应力 $\sigma_{eq}$ 与 $\sigma_t$ 进行对比。

#### 10.1.1 常用的强度准则

(1) 最大主应力准则。该准则认为材料强度的极限状态



取决于构件所受的最大拉应力。

(2) 变形能或称米塞斯 (Mises) 准则。该准则认为无论是一维还是三维应力状态, 变形能超过一定限度时材料即失效。以单位立方体的材料为例, 由于应力将引起立方体的形状变化, 因而使其形状变化的变形能等于应变能体积变化能的差, 即

$$U_s = U - U_V$$

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sigma_i \varepsilon_i$$

$$U_V = \frac{3}{2E} (1 - 2\mu) \sigma_H^2$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{eq} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \\ \sigma_{eq} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \end{aligned} \right\} \quad (4.14-96)$$

(3) 最大剪应力或称屈瑞斯加 (Tresca) 准则。如  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  为三个主应力, 则最大剪应力为  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$  或  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}$  或  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}$ 。将它与试棒中的最大剪应力  $\frac{\sigma}{2}$  相比得等效应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{eq} &= |\sigma_1 - \sigma_2| \\ \text{或} \quad \sigma_{eq} &= |\sigma_2 - \sigma_3| \\ \text{或} \quad \sigma_{eq} &= |\sigma_3 - \sigma_1| \end{aligned} \right\} \quad (4.14-97)$$

取绝对值为最大者。

### 10.1.2 三个准则的对比与应用

按三个准则求得的等效应力  $\sigma_{eq}$  与试棒失效力  $\sigma_f$  对比时都要求

$$\sigma_{eq} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_f}{n} \quad (4.14-98)$$

式中:  $n$  为安全系数;  $[\sigma]$  为许用应力。

按三个强度准则求出的安全裕量是不同的, 图 4.14-18 为平面应力状态下, 与恒定等效应力  $\sigma_{eq}$  (即  $\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_f} = \text{常数}$ ) 相对应的三种强度准则所规定的主应力  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  的变化轨迹。由图中可见, 由剪应力准则求得的等效应力永远小于但接近由变形能准则求得的等效应力, 即偏安全。

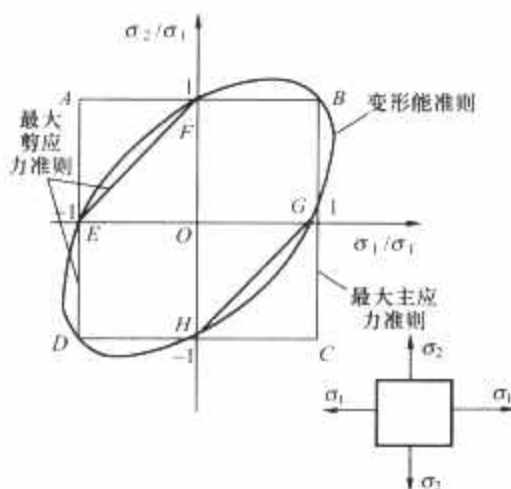


图 4.14-18 三个强度准则对比

根据试验, 无论何种应力状态, 最大主应力准则最适用于脆性材料; 变形能准则最适用于韧性材料; 最大剪应力准则比变形能准则保守一些, 因而也适用于韧性材料。

最大主应力准则只有在两个主应力的符号相同时, 才能足够安全地使用, 且与最大剪应力准则等效。在三维情况下, 只有当符号不同的那个主应力与其他两个主应力相比很

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$$

$$\sigma_H = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

从而有

$$U_s = U - U_V = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$$

式中:  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  为主应力;  $\sigma_H$  为水压应力;  $G$  为剪切模量。令  $U_s$  与一维试棒相应的变形  $U'_s = \frac{\sigma_{eq}^2}{6G}$  相等, 即可求出一个一维等效应力  $\sigma_{eq}$  来代表构件的三维应力状态, 即

小的情况下, 使用最大主应力准则才足够安全。在有限元计算中, 普遍使用变形能准则并按该准则求等效应力。

## 10.2 应力分类与安全性

### 10.2.1 应力分类

按应力的性质与重要性, 一般将构件中的应力分为一次应力、二次应力及峰值应力。

(1) 一次应力。非自限性应力不会因构件变形或开裂而自动降低其水平的应力, 它的危险性最大。如叶轮、叶片由离心力引起的应力, 汽缸与管道由蒸汽压力引起的应力等。

凡是屈服变形会影响构件功能以致机器损坏的构件, 都应以其最大应力与材料屈服点相比来确定安全裕量。但对一定程度的屈服变形并不严重影响其安全性的构件, 如蒸汽管道, 则应以其截面上的平均应力与材料的失效力 (流变应力  $\sigma_f = (\sigma_s + \sigma_u)/2$ ,  $\sigma_u$  为材料抗拉强度) 相比以确定其对爆破的安全性。在高温下应与其持久强度相比。

(2) 二次应力。由热胀或其他原因造成位移受阻而引起的自限性应力, 在构件变形或开裂时, 应力水平就会自动缓和。构件第一次加载时, 如按弹性计算的最高应力处的局部应力未超过两倍的材料屈服极限, 则随后的加载若不超过第一次的幅度, 就不会再会超过屈服点, 原因是第一次加载局部超过屈服点后, 在卸载过程中受周围弹性状态材料的限制而产生的残余反向应力, 可抵消再加载时的部分应力。如反复加载的次数较多就应作为疲劳问题处理。

(3) 三次应力或峰值应力。峰值应力一般出现在局部应力集中处。它也是一种自限性应力, 一般不会引起构件显著变形, 但易成为疲劳裂纹的发源地, 对静载荷无影响。以上对二次应力的论述也适用于三次应力, 但有的部位应力反复变化的次数极高, 因此, 此处应力必须根据材料的疲劳极限来确定其安全裕量; 当应力反复次数不多但运行要求使加载幅度增大 (如要求机组在短时间内快速启停) 时, 则必须考虑应力应变循环回路, 根据其幅度按低周疲劳曲线确定寿命消耗; 此外, 尺寸效应可能会使许用应力降低 15%~20%。

### 10.2.2 常温下的安全性

根据各汽轮机部件的特殊工作条件与重要性, 选取的许用应力大小不尽相同。以下为机械设计中带普遍性的基本强度要求, 其考核方法在缺乏具体数据的场合下推荐使用, 不替代各制造厂的具体经验和处理方法。

(1) 对壳状构件或构架式构件的要求。

对优质的板材、轧制型材或锻件, 要求其厚度上的平均应力或薄膜应力  $\sigma$  满足  $\sigma \leq [\sigma]$ 。其中, 安全系数  $n=1.5$ ;

对铸件,视其质量优劣,一般有 $[\sigma]=\sigma_s/n$ ,  $n$ 为1.7~2.0。

(2) 对抗疲劳的基本要求。

1) 高周疲劳。对疲劳极限的基本安全系数 $n=2.0$ 。

2) 低周疲劳。对使用试棒求出的50%概率的疲劳曲线要求为:①压力容器一类的部件,对导致失效(出现裂纹)的受力往复次数取安全系数 $n=20$ ,对导致失效的应变幅取安全系数 $n=2.0$ ;②形状较规则且材质较好或破裂后果较轻的结构,对导致失效的受力往复次数取安全系数 $n$ 为5.0~10.0;对导致失效的应变幅则取安全系数 $n$ 为1.25~1.5。

(3) 对影响安全的其他要求。

为提高构件的耐变形能力,以及对在有应力腐蚀的环境中工作的构件,要求其材料的屈服点与抗拉强度之比 $\sigma_s/\sigma_b$ 不要太高,具体要求如下:

1) 压力容器一类构件,一般取 $0.5 \leq \sigma_s/\sigma_b \leq 0.6$ ;许用应力取 $[\sigma]=2\sigma_s/3$ 与 $[\sigma]=\sigma_b/3$ 之间的较小值。

2) 汽轮机转子形状较规则,锻件质量较有保证,但离心力大,一般取 $0.8 \leq \sigma_s/\sigma_b \leq 0.85$ 。

(4) 对水压应力 $\sigma_H=(\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3)/3$ 的限制。

为抑制裂纹脆性扩展,一般以 $(\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3) < 4[\sigma]$ 为宜, $[\sigma]$ 为薄膜许用应力。

(5) 对FATT或运行温度的限制。

凡受冲击或一旦破裂就会有严重后果的构件(如转子),都要求在其材料脆性转变温度以上运行。

### 10.2.3 高温下的安全性

长期在高温条件下工作的构件,主要根据材料的蠕变性能考虑其安全性。低合金钢一般在425℃以上蠕变才明显。

(1) 持久强度的安全系数。优质的锻件可取

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{1 \times 10^5}}{1.5} \text{ 或 } [\sigma] = \frac{\sigma_{2 \times 10^5}}{1.25}$$

式中: $\sigma_{1 \times 10^5}$ 、 $\sigma_{2 \times 10^5}$ 分别为试棒经 $10^5$ h、 $2 \times 10^5$ h拉伸试验而断裂的恒定应力(即持久强度)。

(2)  $10^5$ h内蠕变量不超过1%蠕变极限的安全系数可取得较持久强度小一些,如取 $n=0.85 \times 1.5$ ;对铸件视其质量,可取 $n$ 为1.5~1.7。

(3) 对构件累积残余变形不超过的许用极限值的安全要求为:汽轮机转子,允许变形量为1%。高压容器设计中则有如下规定供参考:

1) 缸壁截面上的平均应变小于或等于1%。

2) 如缸壁厚度上蠕变量分布为非线性,则将其转换成等效线性化分布,且求出的缸壁表面最大应变小于或等于2%。

3) 任意局部的最大应变小于或等于5%。

## 第15章 汽轮机用钢

### 1 汽轮机用钢的种类和应用

汽轮机用钢按使用温度（以  $350\sim 400^{\circ}\text{C}$  为界）分为结构钢和在高温下用的耐热钢；按一般奥氏体化后空冷得到的组织分为珠光体钢、贝氏体钢、马氏体钢和奥氏体钢。前三种钢的基体都是铁素体，广义上统称为铁素体钢。铁素体钢成本低、生产工艺较成熟、易于加工，具有合适的力学性能，是目前亚临界和超临界机组的主要结构材料。

近20年来，汽轮机用钢的研究在两方面取得了很大的进展。一方面是质量分数为  $9\%\sim 12\%$  的铬型马氏体钢经改良后最高使用温度提高了  $30\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，可用至  $600\sim 620^{\circ}\text{C}$ ；另一方面是更确切地掌握了在运行工况下带缺陷材料的性能，从而改进其韧性水平，同时还可确定由于潜在的失效过程，如疲劳、蠕变和应力腐蚀等因素及其交互作用造成的亚临界裂纹扩展速率，以提高零件的使用寿命。

#### 1.1 各类钢的特点

(1) 珠光体钢。珠光体钢强度低、塑性和韧性良好、便于焊接、价格低廉。低碳钢中加入质量分数为  $1\%$  左右的锰，可制成强度达  $540\text{MPa}$  的珠光体钢，用于汽轮机的低压静止部件，如低压缸、支架和其他工作温度低于  $400^{\circ}\text{C}$  的强度要求不高的零件。

(2) 贝氏体钢。贝氏体钢的基体组织——铁素体由于溶入镍、钼、钨、锰和铬等元素而得到强化，添加钼、钨、钒、铌和钛等元素可形成稳定的细小弥散的碳化物，从而使钢从低温到高温的力学性能显著提高，可用于汽轮机大部分重要的零部件。例如，转子锻件用  $\text{Cr}1\%\text{Mo}1\%\text{V}$  钢；汽缸用  $\text{CrMo}$  钢、 $\text{CrMoV}$  钢；螺栓用  $\text{Cr}2\%\text{MoV}$  钢和  $\text{Cr}1\%\text{Mo}1\%\text{VTi}(\text{Nb})\text{B}$  钢等。

(3) 马氏体钢。汽轮机中使用的马氏体钢常含有质量分数为  $12\%\sim 14\%$  或  $17\%$  的铬和其他元素，从而形成不锈钢，经调质或时效处理后可获得优良的力学性能和振动衰减性。经过改良的  $w_{\text{Cr}}9\%$  或  $w_{\text{Cr}}12\%$  型热强钢具有良好的高温力学性能。这类钢用于受力大、温度高的零部件，如各种叶片、高温螺栓和超临界机组中的蒸汽室、高温汽缸、转子等。但对于受力不大的零件，使用马氏体钢是不经济的，且焊接性能也较差。

(4) 奥氏体钢。在  $w_{\text{Cr}}18\%-w_{\text{Ni}}8\%$  基础上发展出来的奥氏体钢可获得较高的热强性和抗腐蚀性能，并具有良好的焊接性能，用于重要的高温耐腐蚀零部件。

简单的镍—铬奥氏体钢的热强性较低，热处理时不发生相变，所要求的力学性能须通过固溶强化和时效沉淀硬化来达到。常用的溶质元素有钼、氮和碳等，但如碳的质量分数大于  $0.03\%$ ，又在  $600\sim 800^{\circ}\text{C}$  范围内保温时，在晶界上会迅速析出  $\text{M}_{23}\text{C}_6$  相，使抗晶间腐蚀性能和断裂韧性急剧降低，焊接性能变差。为此，需加入碳化物形成元素钼和强碳化物形成元素铌和钛，并经稳定化处理来改善和提高钢的性能。

与铁素体钢相比，奥氏体钢在汽轮机中的应用是有限

的，因为它价格昂贵、生产困难、屈服强度低、膨胀系数大、热导率小、不利于制造厚壁件。因此，奥氏体钢只在个别情况下用于高温叶片等。汽轮机辅机，如高压加热器和凝汽器中也用些奥氏体不锈钢管。

有的汽轮机生产厂家在制造高温螺栓时使用热强性很高的镍基合金和 R26 合金，以使汽轮机结构更紧凑。但该生产工艺复杂，价格昂贵，有应力腐蚀现象，在亚临界机组中使用效果也并不理想。

#### 1.2 钢的组织结构变化

汽轮机用钢在高温下会发生下述组织和性能变化。

(1) 珠光体球化。原珠光体组织中的片状碳化物逐步变成球状的过程称作球化。球化过程常伴随着合金元素的重新分配，从而会降低钢的常温和高温性能。例如，铬钼钢和铬钼钒钢的高温管道长期运行后可能因珠光体严重球化而失效。

温度  $T$  和达到某种球化程度所需时间  $\tau$  之间的关系式为

$$\tau = Ae^{\frac{b}{T}}$$

式中： $b$  为材料常数； $A$  为与钢的化学成分、应力和组织有关的系数。

凡能形成稳定碳化物的合金元素均可延迟球化过程。

(2) 失效和形成新相。失效过程是钢在高温下从固溶体基体内析出第二相粒子的现象。失效过程也是形成新相的过程，并随温度的升高而加快。失效过程对性能的影响与基体固溶强化的降低程度及第二相粒子的弥散强化程度有关。

(3) 晶界弱化和热脆性。钢在  $350\sim 550^{\circ}\text{C}$  温度范围内长期运行引起冲击韧性明显降低的现象称作热脆性。该温度范围与钢的回火脆性形成范围相同，本质上也基本相同，都是钢中有害元素（如磷等）在晶界上聚集而使晶界弱化。汽轮机转子和螺栓等零部件正在此温度范围内运行。目前，通常通过提高钢的纯洁度、加入钨和钼等合金化和加硼强化晶界等措施改善热脆性问题，但对某些热脆性敏感的材料，如高温螺栓在长期运行中还需加以监督。

(4) 合金元素的重新分配和碳化物聚集。高温下，钢中的合金元素会从过饱和的固溶体向碳化物相转移，同时，碳化物的结构和数量也会发生变化，并逐步聚集长大，这往往会降低钢的耐热性。

铁素体耐热钢的上述现象会伴随发生，将对钢的室温和高温性能产生很大影响。

#### 1.3 合理选材

选择汽轮机零部件材料时应考虑以下五个方面的问题。

##### 1.3.1 使用条件

主要是零部件所受应力的分布情况、工作温度、介质及使用寿命。对紧固件等还要注意松弛残余应力对法兰密封性的影响。

##### 1.3.2 适用性

根据使用条件，考虑材料的应用性能是否能满足零部件



结构设计要求。

(1) 常规力学性能。强度和塑性、缺口敏感性、断裂韧性、断口形貌转变温度 (FATT) 和疲劳性能。

(2) 高温性能。持久强度极限和持久塑性、蠕变强度、松弛性能和热疲劳等。

(3) 模拟零部件结构和工况下的性能。不对称拉压疲劳和复合疲劳、热疲劳、蠕变—低周疲劳交互作用下的性能等。

(4) 长期运行过程中的组织和性能稳定性。

(5) 周围环境的影响。抗介质腐蚀、腐蚀疲劳和应力腐蚀性能、耐磨损和冲蚀性能。

(6) 物理性能。如振动阻尼性能、热膨胀性能、热导性和弹性模量等。

1.3.3 可靠性

(1) 将材料在运行过程中失效几率的数理统计作为取舍依据之一。

(2) 用断裂力学理论分析材料原始缺陷对零部件使用性能和寿命的影响。

(3) 零件之间性能的相互匹配。

1.3.4 工艺性能

材料的生产工艺尽可能简单、易于掌握、制造质量易于控制、废品率低。

1.3.5 经济性

从原材料的生产成本、零部件加工和运行维修费用等方面进行综合技术经济分析,并尽可能选用市场供应的成熟系列产品。

2 汽轮机主要零部件用钢

汽轮机主要零部件有五类。一是转子、主轴和叶轮等大锻件;二是叶片;三是汽缸、阀壳、阀座和蒸汽室等铸、锻件;四是高温紧固件;五是主蒸汽管和中低压连通管。第五类零部件用钢与锅炉导管相同,可参考锅炉用钢。阀杆用材则与螺栓用钢相近。

2.1 转子、主轴和叶轮等大锻件

2.1.1 技术要求

在高转速下工作的汽轮机转子等承受高而复杂的应力。对高、中压转子锻件要求具有高的抗蠕变和应变疲劳性能,脆性转变温度 FATT 不能过高;对低压转子锻件要求有相当高的屈服强度和断裂韧性、足够低的 FATT、一定的抗应力腐蚀性能,此外还需具有优良的淬透性。

大型锻件有的重达几十吨,因此难免存在冶金缺陷(如夹杂和偏析),在运行时会因蠕变、疲劳和周围介质的作用而发展,从而降低钢的断裂韧性。为此,要求提高钢的纯洁度,减少气体(包括氢、氮和氧)含量,改善偏析程度。

转子锻件长期在 350~530℃ 的热脆性范围内运行,同时蠕变进一步加速晶界弱化,FATT 会不断升高。引起热脆性的重要原因是钢中的杂质元素,如磷、锡、锑、铋和砷等在原始奥氏体晶界上偏聚,而钢中的硅将促进这种偏聚过程。因此,必须尽量降低钢中的杂质元素和硅含量。

2.1.2 钢种类别

亚临界及其以下机组的汽轮机转子、主轴和叶轮都采用铁素体钢,所用钢种根据设计的强度级别来选择;小型转子、主轴和叶轮大多采用铬钼钢,其工艺性能较好,但强度级别较低。铬钼钒钢具有高的持久强度和蠕变强度,适用于高中压转子,但为防止断裂塑性降低和得到尽可能低的 FATT,还需调整化学成分,提高碳和锰含量,控制淬透性,用碳、铬、钼和钒的含量控制组织,从而得到一定的持久塑性,而对高温强度影响不大。镍铬钼或镍铬钼钒钢的淬透性高,用于强度等级高且截面积大的低压转子和末几级叶轮。

超临界及超超临界机组的高中压转子除采用冷却技术仍可用铬钼钒钢外,目前大多选用  $\alpha_{cr}=12\%$  型的钢种。

2.1.3 材料性能和应用

汽轮机转子、主轴和叶轮用钢的化学成分见表 4.15-1,性能特点和应用范围见表 4.15-2,力学性能见表 4.15-3~表 4.15-5。

表 4.15-1 转子、主轴和叶轮用钢的化学成分 (质量分数) %

钢号 <sup>①</sup>	C	Mn	Si <sup>②</sup>	S <sup>①</sup>	P <sup>①</sup>	Cr	Ni	Mo	V	Cu	W	Al
45A	0.42~0.50	0.50~0.80	0.17~0.37	0.025	0.025	≤0.30	≤0.30			0.20		
24CrMoV	0.20~0.28	0.30~0.60	0.17~0.37	0.020	0.020	1.20~1.50		0.50~0.60	0.15~0.30	0.20		
34CrMoI	0.30~0.38	0.40~0.70	0.17~0.37	0.020	0.020	0.70~1.20	≤0.40	0.40~0.55		0.20		
34CrMoIE												
35CrMoV	0.30~0.38	0.40~0.70	0.17~0.37	0.020	0.020	1.00~1.30	≤0.30	0.20~0.30	0.10~0.20	0.20		
25CrNiMoV	0.20~0.28	≤0.70	0.17~0.37	0.020	0.020	1.00~1.50	1.00~1.50	0.25~0.45	0.07~0.15	0.20		
				0.025	0.025							
28CrMoNiVE	0.25~0.30	0.30~0.80	≤0.30	0.012	0.012	1.10~1.40	0.50~0.75	0.80~1.00	0.25~0.35	0.20		0.010
30Cr2MoV	0.22~0.32	0.50~0.80	0.30~0.50	0.018	0.015	1.50~1.80	≤0.30	0.60~0.80	0.20~0.30	0.20		
30Cr1Mo1VE	0.27~0.34	0.70~1.00	0.17~0.37	0.012	0.012	1.05~1.35	≤0.50	1.00~1.30	0.21~0.29	0.15		0.010
20Cr3WMoV	0.20~0.30	0.30~0.60	0.20~0.50	0.025	0.025	2.60~3.00	≤0.50	0.70~0.90	0.25~0.50	0.20	0.30~0.60	
34CrNi3Mo	0.30~0.40	0.50~0.80	0.17~0.37	0.020	0.020	0.70~1.10	2.75~3.25	0.25~0.40		0.20		
34CrNi3MoE				0.018	0.015							
30Cr2Ni4MoV	≤0.35	0.20~0.40	0.17~0.37	0.020	0.020	1.50~2.00	3.25~3.75	0.30~0.60	0.07~0.15	0.20		0.015
30Cr2Ni4MoVE				0.012	0.012							
25Cr2NiMoV	0.22~0.28	0.70~0.90	0.15~0.35	0.015	0.015	1.70~2.00	1.00~1.20	0.75~0.95	0.05~0.10	0.20		

① 分子为叶轮用钢,分母为转子、主轴用钢。钢号后带 E 者为 JB/T 1265—2002《25MW~200MW 汽轮机转子体和主轴锻体技术条件》中转子、主轴用钢。对于 30Cr1Mo1VE 和 30Cr2Ni4MoVE 转子钢需限制 As、Sn、Sb、H、O、N。  
② 采用真空碳脱氧时 Si 的质量分数应不大于 0.10%。

表 4.15-2 转子、主轴和叶轮用钢的性能特点和应用范围

钢 号	性 能 特 点	用 途 举 例
45A	淬透性差，截面尺寸小于 $\phi 200\text{mm}$ 时，调质处理后的屈服极限可达 $270\text{MPa}$ ， $400^\circ\text{C}$ 时屈服极限可达 $200\text{MPa}$ ，持久强度极限 $186\text{MPa}$ ，蠕变极限 $81\text{MPa}$ 。冷热加工性能良好，焊接性能差	工作温度在 $400^\circ\text{C}$ 以下的小容量汽轮机的主轴，厚度不超过 $120\text{mm}$ 的叶轮以及中小型锻件
24CrMoV	与45A钢相比，强度高而塑性和韧性并不低，可做较厚截面的叶轮。但强度偏高时冲击韧性往往偏低。早先曾用作强度级别Q590的叶轮，1992年后降作Q440和Q490级的叶轮	温度工作 $480^\circ\text{C}$ 以下、厚度小于 $250\text{mm}$ 的叶轮
34CrMo1E	淬透性不高，C、Cr、Mo含量需控制在上限。工艺性能较好，锻后应进行去白点处理。 $450^\circ\text{C}$ 和 $500^\circ\text{C}$ 的屈服极限为 $392\text{MPa}$ 和 $353\text{MPa}$ ，持久强度极限分别为 $235\text{MPa}$ 和 $149\text{MPa}$ ，蠕变极限分别为 $128\text{MPa}$ 和 $54\text{MPa}$	工作温度在 $480^\circ\text{C}$ 以下、直径小于 $500\text{mm}$ 的转子和主轴；厚度小于 $250\text{mm}$ 的叶轮；直径小于 $900\text{mm}$ 的发电机转子
35CrMoV	含V提高了淬透性，可用于截面较大的锻件。有白点倾向，需控制钢中夹杂，防止锻造过热。回火温度的波动对力学性能影响较敏感。 $500^\circ\text{C}$ 持久强度极限达 $235\text{MPa}$ ，而蠕变极限只有 $54\text{MPa}$	曾用作 $500^\circ\text{C}$ 以下的转子和叶轮，现只用于Q440~590级的叶轮
25CrNiMoV	镍质量分数为 $1.25\%$ ，提高了淬透性和强度；工艺性能尚可，锻后需缓冷；具有一定的回火脆性	用于Q640级以下的叶轮和 $25\text{MW}$ 以下的汽轮机转子和主轴
28CrNiMoVE	较25CrNiMoV钢提高了C和Mo含量，降低了Ni含量，性能较稳定，工艺性能尚可。1993年起替代了25CrNiMoV钢	用于 $200\text{MW}$ 汽轮机Q490级的转子和主轴，国外还用作 $540^\circ\text{C}$ 以下的高中压转子
20Cr3WMoV	低合金钢中热强性最高的钢种之一， $550^\circ\text{C}$ 的持久强度极限达 $137\text{MPa}$ ，蠕变极限达 $83\text{MPa}$ ，但淬火温度高，容易形成粗大晶粒，淬透性不高，内外性能相差较大，有白点倾向，工艺性欠稳定	用作 $\phi 1080\text{mm}$ 以下的转子和喷嘴组，使用稳定小于 $550^\circ\text{C}$
30Cr2MoV	具有较高的持久强度极限，但工艺性能较差，淬透性较低，力学性能不够稳定	曾用作 $\phi 1080\text{mm}$ 以下的高中压转子和主轴，已被30Cr1MoV钢替代
30Cr1MoVE	为贝氏体钢， $540^\circ\text{C}$ 时的持久强度极限达 $144\text{MPa}$ ，蠕变极限达 $134\text{MPa}$ ；具有较好的冶炼、锻造和热处理工艺性能，室温和高温性能较稳定	$550^\circ\text{C}$ 、 $\phi 1200\text{mm}$ 以下的高、中压转子
25Cr2NiMoV	具有良好的强韧性配合，具有三个强度级别： $540$ 、 $590$ 和 $635\text{MPa}$ ，相应的 $\text{FATT}\leq 0$ 、 $20$ 和 $40^\circ\text{C}$ ， $K_{\text{IC}}$ 可达 $92.2\sim 140.8\text{MPa}\cdot\sqrt{\text{m}}$ ，并具有良好的焊接性能	屈服极限为 $635\text{MPa}$ 以下的大容量汽轮机低压焊接转子轴头和轮盘
34CrNi3MoE	大截面高强度钢，具有良好的综合性能，屈服极限可达 $735\text{MPa}$ ， $\text{FATT}\leq 20^\circ\text{C}$ ，工艺性能稳定，但有一定的回火脆性倾向和应力腐蚀倾向	$400^\circ\text{C}$ 以下的汽轮机整锻转子和叶轮
30Cr2Ni4MoVE	淬透性高，综合性能好。屈服极限可在较大范围内调整，最高达 $825\text{MPa}$ ，而 $\text{FATT}$ 仍可在 $27^\circ\text{C}$ 以下。有回火脆性倾向，需严格控制钢中杂质元素和气体	大容量汽轮机低压整锻转子和叶轮，转子直径可达 $\phi 2000\text{mm}$ 以上

表 4.15-3 转子、主轴和叶轮用钢的力学性能

钢号	零件名称	强度级别	取样位置	拉伸性能 $\geq$				冲击性能 $\geq$			FATT <sub>50</sub> (℃) $\leq$	技 术 标 准	
				$\sigma_{0.2}$ (MPa)	$\sigma_b$ (MPa)	$\delta_4$	$\delta_5$	$\psi$ (%)	$A_{KU}$ (J)	$A_{KV}$ (J)			上平台冲击功 (J)
						(%)							
45A	叶轮	320	切向	320	560	—	18	40	31	—	—	—	JB/T 7028—2004《25MW 以下汽轮机轮盘及叶轮锻件技术条件》
	转子主轴	280	纵向	280	520	—	19	40	31	—	—	—	JB/T 7025—2004《25MW 以下汽轮机转子体和主轴锻件技术条件》
			切向	270	490		14	32	23	—	—	—	
24CrMoV	叶轮	440	切向	440	590	—	18	40	39	—	—	40	JB/T 1266—2002《25MW～200MW 汽轮机轮盘及叶轮锻件技术条件》
		490	切向	490	640	—	17	40	39	—	—	40	
34CrMo1	叶轮	440	切向	440	590	—	18	40	39	—	—	40	JB/T 1266—2002
		490		490	640	—	17	40	39	—	—	40	
		540		540	690	—	16	40	39	—	—	40	
		590		590	720	—	16	40	39	—	—	40	

续表

钢号	零件名称	强度级别	取样位置	拉伸性能 $\geq$				冲击性能 $\geq$			FATT <sub>50</sub> (℃) ≤	技 术 标 准	
				$\sigma_{0.2}$ (MPa)	$\sigma_b$ (MPa)	$\delta_4$	$\delta_5$	$\psi$ (%)	$A_{KU}$ (J)	$A_{KV}$ (J)			上平 台冲 击功 (J)
						(%)							
34CrMo1E	转子 主轴	—	纵向	$\sigma_s$	570	—	17	40	40	—	—	—	JB/T1265—2002《25MW～200MW 汽轮机转子体和主轴锻件技术条件》
			径向	345	—	14	35	31	—	—	—		
			中心孔 纵向	—	—	—	—	35	—	—	—	—	
35CrMoV	叶轮	440	切向	440	590	—	18	40	39	—	—	40	JB/T1266—2002
		490		490	640	—	17	40	39	—	—	40	
		540		540	690	—	16	40	39	—	—	40	
		590		590	720	—	16	40	39	—	—	40	
25CrNiMoV	叶轮	540	切向	540	690	—	16	40	39	—	—	40	JB/T1266—2002
		590		590	720	—	16	40	39	—	—	40	
		640		640	760	—	15	35	39	—	—	40	
	转子 主轴	600	纵向	600	720	—	15	40	47	—	—	—	JB/T 7025—2004
径向			570	680	—	11	32	39	—	—	—		
28CrMoNiVE	转子 主轴	490	纵向	490	640	—	11	35	45	—	—	85	JB/T1265—2002
			本体 径向			—	15	40	50	—	—	—	
			中心孔 纵向			450	600	—	13	35	40	—	
30Cr2MoV	高温 转子	—	纵向	490	635	—	16	40	39	—	—	—	JB/T1265—2002
			径向	490	635	—	14	35	31	—	—	—	
30Cr1Mo1VE	高温 转子	590	纵向	590～ 690	720	15	—	40	—	8	75	116	JB/T1265—2002
			本体 径向										
			中心孔 纵向										
30Cr3WMoV	转子 叶轮 喷嘴组	—	纵向	650	880	—	13	40	39	—	—	—	JB/T7025—2004
			切向	620	760	—	10	32	31	—	—	—	
34CrNi3Mo	叶轮	690	切向	690	790～ 930	—	14	35	39	—	—	20	JB/T1266—2002
		730		730	850～ 970	—	13	35	39	—	—	20	
34CrNi3MoE	转子 主轴	690	纵向	690	790～ 910	—	14	40	50	—	—	—	JB/T1265—2002
			径向			—	12	35	45	—	—	—	
			中心孔 纵向			600	760	—	12	35	35	—	
		735	纵向	735	855～ 955	—	13	40	40	—	—	—	
			径向			—	11	35	30	—	—	—	
			中心孔 纵向			685	810	—	10	35	30	—	
30Cr2Ni4MoV	叶轮	730	切向	730	850～ 970	16	—	45	—	41	—	13	JB/T1266—2002
		760	切向	760	870～ 970	16	—	45	—	41	—	13	





续表

钢 号	断裂韧度			疲劳裂纹扩展速率					疲劳裂纹扩展门槛值			
	$J_R$ (N/mm)	$J_K$ (N/mm)	$K_{IC}$ (MPa·√m)	条 件		$da/dN=C(\Delta K)^m$ $\Delta K$ (MPa·√m)			条 件	$\Delta K_{th}$ (MPa·√m)		
30Cr2MoV	20℃	24.71	74.55	紧凑拉 伸试样 ①本体切向 ②中心孔 $f=80\text{Hz}$	$R=0.33$	①	2.48	9.56				
	100℃	44.03	99.58			②	2.80	2.94				
	200℃	92.67	144.80		$R=0.67$	①	2.18	25.5				
	450℃	123.56	159.10			②	2.59	9.23				
	500℃	122.09	153.90		$R=0.50$	①	1.92	47.5				
	550℃	119.64	145.80			②	2.29	14.6				
20Cr3WMoV	20℃	—	73.8~76.3	紧凑拉伸 试样 $R=0.1$ $f=80\text{Hz}$		19℃	3.37	1.16				
	57℃		110			80℃	3.06	3.77				
						150℃	3.16	2.08				
						250℃	3.09	2.46				
						400℃	3.13	4.09				
	100℃	—	133			550℃	2.90	9.23				
30Cr2Ni4MoV	室温	64.7~ 73.9	190 $K_{ICU}=69.2$			室温	3.06	$6.66\times 10^{-12}$		10.5		
	$J_R=109.8+268.7\Delta a\pm 11.8$ $J_I=117.7\Delta I=11.8$ $J_{0.05}=123.6\quad kJ_{0.05}=167$ $J_{0.2}=162.8$					80℃ 28% NaOH	$da/dt=2.24\times 10^{-7}\text{m/h}$					
34CrNi3Mo			106.64			室温	2.5	$1.30\times 10^{-9}$				
25Cr2NiMoV			92.2~ 140.8									

表 4.15-5 转子、主轴和叶轮用钢的持久强度极限  $\sigma_{10^5}$  和蠕变极限  $\sigma_{10^{-5}}$  MPa

钢 号		温 度 (℃)											
		400	450	475	480	500	510	520	530	540	550	560	570
45A	$\sigma_{10^5}$	186	95	—	—	43	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	81	43	—	—	27	—	—	—	—	—	—	—
34CrMo1	$\sigma_{10^5}$	—	235	—	—	149	—	—	—	—	77	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	128	—	—	54	—	—	—	—	28	—	—
35CrMoV <sup>①</sup>	$\sigma_{10^5}$	—	—	—	—	255	—	—	—	—	167	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	137	—	—	54	—	—	—	—	20	—	—
28CrMoNiVE	$\sigma_{10^5}$	—	—	—	316	274	251	228	201	—	—	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30Cr2MoV	$\sigma_{10^5}$	—	—	—	—	—	—	168	153	138	124	111	91
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	—	—	220	145	—	525℃125		—	95	—	—
30Cr1Mo1V	$\sigma_{10^5}$	—	—	—	—	216	199	183	167	151	135	119	103
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	—	—	218	170	146	122	97	66	—	—	—
20Cr3WMoV	$\sigma_{10^5}$	—	—	255	—	206	—	—	—	—	137	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	—	147	—	118	—	—	—	—	84	—	—
34CrNi3Mo	$\sigma_{10^5}$	—	230	—	—	70	—	—	—	—	40	—	—
	$\sigma_{10^{-5}}$	—	160	—	—	35	—	—	—	—	12	—	—
30Cr2Ni4MoV <sup>②</sup>	$\sigma_{10^5}$	428											
	$\sigma_{10^{-5}}$	382											
25Cr2NiMoV <sup>③</sup>	$\sigma_{10^5}$	520	382			245							

① 持久试验数据较少,持久强度极限供参考。  
② 425℃时,对应有  $\sigma_{10^5}=352\text{MPa}$ ,  $\sigma_{10^{-5}}=241\text{MPa}$ 。  
③ 525℃时,  $\sigma_{10^5}=177\text{MPa}$ 。

2.1.4 低压转子的应力腐蚀和防止措施

汽轮机的低压转子在运行中存在产生应力腐蚀的三个要素,即较大的应力、腐蚀介质和材料对应力腐蚀敏感。发电厂虽然都有完善的水处理设备,但总会含有少量的杂质。转子长期在干湿蒸汽过渡区内运行时,这些杂质会沉淀下来,尤以转子的缝隙(如叶轮键槽)处最易沉积和浓缩。杂质中主要的腐蚀介质是氯化钠和氢氧化钠,它们浓缩后的体积分数可达20%以上。对于套装叶轮,转子叶轮中心孔表面存在很大的切应力,特别是键槽处应力集中引起的最大峰值可超过材料的屈服极限,容易引起应力腐蚀裂纹。而叶轮材料34CrNi3Mo和转子材料30Cr2Ni4MoV对应力腐蚀较敏感。

防止应力腐蚀的方法可以从低压转子用材和结构两方面考虑。由于低压叶轮体积大,应力高,必须使用屈服强度高但对应力腐蚀敏感的镍铬钼钢,因此,单从用材方面考虑,难以避免出现应力腐蚀现象,只能降低材料的屈服极限,以降低应力腐蚀现象。如屈服极限为685MPa的34CrNi3Mo钢制叶轮的应力腐蚀敏感性比735MPa的低,因同一材料的 $R_p$ 低,其 $K_{ISCC}$ 较高。随着运行时间的增加,前者也有可能出现应力腐蚀裂纹。实际运行表明,不同的转子结构具有明显不同的抗应力腐蚀性能。对于套装叶轮,将轴向键改成径向键后产生应力腐蚀裂纹的现象显著减少,但键槽处仍存在应力集中,不能完全防止出现应力腐蚀裂纹。整锻转子的中心孔高应力区与湿蒸汽隔绝,不需要键槽,避免局部应力集中和介质浓聚,明显提高了抗应力腐蚀性能,但还是少量的整锻低压转子出现应力腐蚀裂纹的报道。焊接转子没有中心孔,所受的最大应力较低,可使用 $R_p$ 较低, $K_{ISCC}$ 较高的材料,从而具有优良的抗应力腐蚀性能。国内外生产的近万根焊接转子至今尚未发生应力腐蚀开裂事故。

2.1.5 超临界和超超临界机组用转子钢

当高参数汽轮机高、中压转子的设计要求超过 $w_{Cr}=1\%$ ( $w_{Cr}$ 为合金中铬的质量分数)的铬钼钒钢的性能时,可选用 $w_{Cr}=12\%$ 型转子钢。该类钢种具有高的持久强度极限、良好的常温力学性能,特别是其淬透性高,尤其适合制

造大型转子锻件。但由于钢中含的合金元素多,冶炼时钢液黏稠,夹杂物不易上浮,出现元素偏析的倾向大;锻造时变形抗力大,锻造温度范围较窄,需严格控制制造质量。另外, $w_{Cr}=12\%$ 型转子钢的轴颈表面需进行特殊处理,如喷涂低合金钢,以免运行时出现咬毛现象。实践表明,用电渣重熔法生产 $w_{Cr}=12\%$ 型转子钢锻件的内在质量较好。

在美国和日本,用于蒸汽参数为566℃汽轮机转子用的 $w_{Cr}=12\%$ 型钢大多为0.2C12Cr1Mo0.2V钢,与此相似的有德国的X20CDV121、瑞士的St12T等。为进一步提高 $w_{Cr}=12\%$ 型转子钢的性能,以满足机组发展的需要,生产实践中还开发和使用含Nb(或Ta)和N的 $w_{Cr}=12\%$ 型转子钢。例如X12CrMoWVNbN10-1-1(DIN 1.4906)钢。

2.2 叶片

2.2.1 叶片的技术要求

(1) 在工作温度下具有足够的力学性能,如静强度、塑性和韧性、疲劳强度,或持久强度极限和蠕变极限。

(2) 具有良好的振动衰减性。

(3) 具有较好的抗过热蒸汽或湿蒸汽侵蚀的性能、抗应力腐蚀和水刷性能;高压叶片还应具有一定的耐固体粒子冲蚀性能。

(4) 高温下工作的叶片材料应在长期运行时保持组织和性能稳定。

(5) 具有良好的冷、热加工工艺性能。

2.2.2 叶片材料的性能和应用

目前,绝大部分汽轮机叶片材料都采用 $w_{Cr}=12\%\sim 13\%$ 型钢,此类钢属于马氏体不锈钢,具有高的振动衰减性和良好的抗过热蒸汽或湿蒸汽侵蚀能力。添加钼、钒和钨等元素可提高力学性能。钢中出现过量的 $\delta$ 铁素体,会使钢的强度和塑性明显降低,为此,常加入奥氏体形成元素镍。例如,低压长叶片用钢2Cr12Ni1Mo1W1V和Cr12Ni2Mo1W1V,以在提高强度的同时,还可保持良好的塑性和韧性。但对高温叶片用钢,镍的质量分数一般不大于1%,以免降低蠕变极限。

常用叶片钢的化学成分见表4.15-6。

表 4.15-6

常用叶片钢的化学成分(质量分数)

%

钢号	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V	Cu	Nb+Ta
1Cr13	0.10~0.15	≤1.00	≤1.00	≤0.03	≤0.03	11.5~13.5	≤0.60				≤0.30	
1Cr12Mo	0.10~0.15	≤0.50	0.30~0.60	≤0.03	≤0.03	11.5~13.5	0.30~0.60	0.30~0.60			≤0.30	
2Cr13	0.16~0.24	≤0.60	≤0.60	≤0.03	≤0.03	12.0~14.0	≤0.60				≤0.30	
1Cr11MoV	0.11~0.18	≤0.50	≤0.60	≤0.03	≤0.03	10.0~11.5	≤0.60	0.50~0.70		0.25~0.40	≤0.30	
1Cr12WMoV	0.12~0.18	≤0.50	0.50~0.90	≤0.03	≤0.03	11.0~13.0	0.40~0.80	0.50~0.70	0.70~1.10	0.15~0.30	≤0.30	
2Cr12NiMo1W1V	0.20~0.25	≤0.50	0.50~1.00	≤0.03	≤0.03	11.0~12.5	0.50~1.00	0.50~1.00	0.90~1.25	0.20~0.30	≤0.30	
2Cr11NiMoNbVN	0.14~0.21	≤0.52	0.41~0.83	≤0.025	≤0.02	9.90~12.1	0.27~0.63	0.58~0.92	N 0.04~0.092	0.18~0.32	≤0.10	Nb 0.2~0.6
2Cr12Ni1Mo1W1V	0.15~0.21	≤0.50	0.50~0.90	≤0.03	≤0.03	11.0~13.0	0.80~1.20	0.75~1.05	0.75~1.05	0.15~0.30		
2Cr12Ni2Mo1W1V	0.16~0.24	≤0.50	0.40~0.80	≤0.03	≤0.03	10.5~12.5	2.00~2.60	1.00~1.40	1.00~1.40	0.15~0.30		
0Cr17Ni4Cu4Nb <sup>①</sup>	≤0.055	≤1.00	≤0.50	≤0.035	≤0.03	15.0~16.0	3.80~4.50				3.00~3.70	0.15~0.30

① Al、Ti和N的含量均小于或等于0.05%。



表 4.15-6 中, 1Cr13 钢用作中等高度的叶片、围带和拉筋。该钢成分上相当于美国的 AISI403 钢, 但不控制  $\delta$  铁素体含量且屈服极限低。1Cr12Mo 钢是我国引进美国 WH 公司用的 403 钢后增加的钢种, 其中加入了元素钼和镍, 且主要是通过控制钢中  $\delta$  铁素体含量 ( $\leq 5\%$ ), 使钢的屈服极限提高到 550MPa, 而原来 WH 公司的材料规范中并没有规定钼和镍的含量, 仅是限量元素 ( $\leq 0.6\%$ )。2Cr13 钢含碳量较高, 室温强度也较高, 但塑性和持久强度极限较低, 用作中低压级叶片。这三种钢的实际使用温度均在 450℃ 以下。1Cr11MoV 和 1Cr12WMoV 钢的最高使用温度达 540℃, 2Cr12NiMo1W1V 钢的最高使用温度则达 550℃。

2Cr12Ni1Mo1W1V 钢和 2Cr12Ni2Mo1W1V 钢是我国自

行研制的可用于 1 米左右长叶片的钢, 具有较好的强度和韧性。0Cr17Ni4CuNb 钢为沉淀硬化型马氏体钢, 可用于更长的排汽级叶片, 其实际成分中 Cr、Ni、Cu 的质量分数已调整至 15%、5% 及 4%, 除具有高的强度和韧性配合外, 还具有较高的抗腐蚀疲劳和应力腐蚀能力, 在工艺性能方面突出的优点是焊接性能良好, 焊接可不预热, 有利于末级叶片的结构设计。

为了满足超临界和超超临界机组叶片的生产, 近年来进一步改良了  $w_{Cr} = 12\%$  型钢。例如, 2Cr11NiMoNbVN 和 12CrMoVWNBCoBN 钢适用于 570~600℃; 瑞士使用的 St17/13W TS (1Cr17Ni13WTi) 奥氏体叶片钢可用至 620℃。

常用叶片钢的力学性能见表 4.15-7~表 4.15-9。

表 4.15-7 常用叶片钢的力学性能

钢 号		$R_{p0.2}$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	$A$ (%)	$\psi$ (%)	$A_{KU} [A_{KV}]$ (J)	布氏 硬度 HBS	FATT <sub>50</sub> (℃)	截面 厚度 (mm)
		≥							
1Cr13		355					187~229	约 20	≤60
		440	620	20	60	63	192~241		
1Cr12Mo		550	690	18	60	[55]	217~255	-10~-12	≤150
2Cr13		490	655	16	55	55	217~255		≤80
		599	735	15	50	47	229~277		≤60
1Cr11MoV		490	655	16	55	47	212~262		≤80
		590	735	15	50	47	229~277		≤60
1Cr12WMoV		590	735	15	45	47	229~277		≤150
		635	785	15	45	47	248~293		≤100
		685	835	14	42	39	269~311		
2Cr12NiMo1W1V		760	930	12	32	—	277~331	16~40	≤200
2Cr11NiMoNbVN		760	930	12	32	20	277~331		
2Cr12Ni1Mo1W1V		735	880	14	42	47			≤100
2Cr12Ni2Mo1W1V		735~824	922	13	40	48	293~332	-20	
0Cr17Ni4 Cu4Nb	I	590~755	890	16	55	—	262~301	-65	
	II	890~980	950~1020	16	55	—	293~321	—	
	III	755~890	890~960	16	55	—	277~311	-88	

表 4.15-8 常用叶片钢的疲劳性能 (10<sup>7</sup> 周次) MPa

钢 号	旋转弯曲疲劳						拉压疲劳		腐蚀介质中旋转弯曲疲劳		
	$\sigma_u$	$\sigma_{-1}$	$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u}$	温度 (℃)	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1H}$ (缺口半径 $R=0.75mm$ )	$\sigma_m$	$\sigma_{50}$	温度 (℃)	介 质	$\sigma_{-1}$
1Cr13	1162	510	0.45	20	368	183	0	403	20	空气	421
	1147	537	0.47	300	272	115	343	293	20	空气+湿蒸气	234
	755	412	0.55	500	221	105			75	空气+湿蒸气 (密封)	359
	571	307	0.54	550	191	100			100~390	101~16 000kPa 蒸气中	373~380
1Cr12Mo	757	382	0.50				0	412	20	空气	382
									100	3.6%NaCl 水溶液+水蒸气	137
	799	400	0.50				343	274	80	3%NaCl 水溶液	127
									80	22%NaCl 水溶液	88
2Cr13				20	363	235			20	空气	314~324
				200	343	216			20	自来水	245~235
				300	314	196			20	3%NaCl 水溶液	216~226
				400	304	167			20	3%NaCl 水溶液间隙喷淋	168~172
									80	3%NaCl 水溶液间隙喷淋	108~113

续表

钢 号		旋转弯曲疲劳					拉压疲劳		腐蚀介质中旋转弯曲疲劳			
		$\sigma_u$	$\sigma_{-1}$	$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u}$	温度 (℃)	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1H}$ (缺口半径 $R=0.75mm$ )	$\sigma_m$	$\sigma_{50}$	温度 (℃)	介 质	$\sigma_{-1}$
2Cr12NiMo 1W1V		1020	516	0.51	20	500	284	0	约 470			
					430	431						
					540	354						
0Cr17Ni4 Cu4Nb	I	946	460	0.49	20	402	225	0	约 440	20	空气	412~460
		920	431	0.47				175	约 350	80	3%NaCl 水溶液	127~255
		931	412	0.44				330	约 220	80	22%NaCl 水溶液	118~206
	III							0	约 480	80	蒸馏水	304~314
			500		20	412	245	210	约 420			
									约 270	80	3%NaCl 水溶液	324

表 4.15-9 常用叶片钢的持久强度极限  $\sigma_{10}^{-5}$  和蠕变极限  $\sigma_{10}^{-5}$  MPa

钢 号		温 度 (℃)								
		430	450	480	500	510	520	540	550	570
1Cr13	$\sigma_{10}^{-5}$	281	235	174	138					
	$\sigma_{10}^{-3}$		103		56					
1Cr12Mo	$\sigma_{10}^{-5}$		264	194	148					
	$\sigma_{10}^{-3}$		243	168	114					
2Cr13	$\sigma_{10}^{-5}$		255		157					
	$\sigma_{10}^{-3}$		127		49					
1Cr11MoV	$\sigma_{10}^{-5}$				242	224	205	168		
	$\sigma_{10}^{-3}$				207	184	160	103		
1Cr12WMoV	$\sigma_{10}^{-5}$				258				172	
	$\sigma_{10}^{-3}$				169				98	
2Cr12NiMo1W1V	$\sigma_{10}^{-5}$					279		206		151
	$\sigma_{10}^{-3}$					256		155		

2.2.3 水刷和固体粒子冲蚀

(1) 水刷。高速运转的汽轮机末级叶片背弧进汽边易受湿蒸汽中的水滴冲蚀，从而损伤叶片型线，降低汽轮机效率。防水刷的方法有电火花强化、火焰淬火、高频淬火、等离子淬火、表面渗氮、等离子喷涂等。最常用和有效的保护方法是焊上成型的司太立合金片。该合金是含铬和钨的钴基合金，具有很高的强度和良好的韧性。目前，焊接的方法已从过去的普通钎焊改为高频钎焊、氩弧焊和电子束焊接等先进工艺。

(2) 固体粒子冲蚀。调节级喷嘴出汽边内弧和再热第一级静叶易受由锅炉管道中氧化皮带来的固体粒子的冲蚀，最后导致开裂和剥落，这同样会降低汽轮机效率。冲蚀的机理有两种，对塑性材料以切削为主，对脆性材料以反复冲击变形为主。实践表明，调节级喷嘴主要受固体粒子的小角度冲击；再热静叶受静动叶片间粒子的多重反复冲击。目前，除在设计上采取必要措施外，较有效的方法之一是涂层，即渗硼和等离子喷涂碳化钨。一般要求保护涂层性能稳定，硬度大于1000HV。再热第一级静叶也可用涂陶瓷材料保护。

2.3 汽缸、阀壳、阀座和蒸汽室

2.3.1 技术要求

高、中压汽缸，阀壳，阀座和蒸汽室常在高温高压下工作，重量大，大多为变截面的厚壁件，工作中需承受汽缸上所焊接的蒸汽导管和排汽管等零部件的温差应力和管道施加的力和力矩，因此受力情况复杂。热应力和材质缺陷相结合

往往是造成这些零部件损坏、变形或开裂的主要原因。

汽轮机低压汽缸一般为铸铁件或由钢板焊接而成，仅有少数高温高压阀壳和蒸汽室用锻造毛坯，以求更高的可靠性，但工艺复杂、造价昂贵。目前，高温阀壳、蒸汽室，特别是汽缸绝大多数都为砂型铸造的铸钢件。对这类铸钢有如下要求：

- (1) 满足设计要求的室温或高温强度，并具有适当的塑性和韧性。
- (2) 良好的组织稳定性。
- (3) 良好的铸造和焊接性能。

2.3.2 材料性能和应用

(1) 铸钢件。铸钢件用材根据工作温度和应力选择。540℃下的铸钢件广泛采用高温强度较高的CrMoV铸钢，而国外则多采用2.25Cr1Mo铸钢。后者具有较大的临界裂纹尺寸、较低的蠕变扩张速率，特别在焊接热影响区，后者要比前者低10倍，且抗再热裂纹性能也好，易于铸件与管道的焊接和补焊，有利于提高运行的可靠性。我国用得较多的仍是CrMoV钢，它可使壁厚设计得较薄，从而减小热应力。试验表明，以钛代替铝脱氧可提高断裂韧性，从而显著提高其再热裂纹抗力。另外，在565℃下工作的铸钢件必须用CrMoV钢。对于超临界以上的汽轮机铸钢我国还没有专用标准，而是沿用美国相关标准ASTM SA217 C12A (9Cr1MoVNbN)钢。

铸钢件的化学成分见表3.16-10，力学性能见表4.15-11和表4.15-12。

表 4.15-10 汽缸、阀壳和蒸汽室用钢的化学成分 (质量分数) %

钢 号	C	Si	Mn	S ≤	P ≤	Cr	Mo	V	其他元素 (除合同规定 外不作考核)	使用温度 (℃)	许用应力 (MPa)
ZG230-450	≤0.30	≤0.30	≤0.30	0.04	0.04					450	59
ZG20CrMo	0.15~0.25	0.20~0.60	0.50~0.80	0.03	0.03	0.50~0.80	0.40~0.60		Ni≤0.30 Cu≤0.03 Al≤0.025	510	
ZG15Cr1Mo	≤0.20	≤0.60	0.50~0.80	0.025	0.03	1.00~1.50	0.45~0.65			540	44~46
ZG20CrMoV	0.18~0.25	0.20~0.60	0.40~0.70	0.03	0.03	0.90~1.20	0.50~0.70	0.20~0.30		540	
ZG15Cr2Mo1	≤0.18	≤0.60	0.40~0.70	0.03	0.03	2.00~2.75	0.90~1.20			540	52~54
ZG15Cr1Mo1V	0.12~0.20	0.20~0.60	0.40~0.70	0.03	0.03	1.20~1.70	0.90~1.20	0.25~0.40		570	
SA217 C12A	0.08~0.12	0.20~0.50	0.30~0.60	0.03	0.01	8.00~9.50	0.85~1.05	0.18~0.25	Nb0.06/0.10 No.03/0.07	600	

表 4.15-11 汽缸、阀壳和蒸汽室用钢的力学性能和焊接性能

钢 号	$R_{p0.2}$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	A (%)	$\psi$ (%)	$A_{KU}$ (J)	HBS (参考)	FATT <sub>50</sub> (℃)	焊 接 性 能
	≥							
ZG230-450	230	450	22	32	35			良好。小件可不预热, 复杂结构件 100~150℃ 预热, 焊后退火
ZG20CrMo	245	460	18	30	24	135~180		尚可。焊前 100~150℃ 预热, 焊后缓冷并去应力退火
ZG15Cr1Mo	275	485~660	$\frac{22①}{20}$	35			13	尚可。焊前 ≥150℃ 预热, 焊后去应力退火
ZG20CrMoV	315	490	15	30	24	140~201	75~84	尚可。焊前 250~350℃ 预热, 焊后缓冷并及时去应力退火
ZG15Cr2Mo1	275	485~660	$\frac{20①}{18}$	35			10~20	尚可。焊前 ≥250℃ 预热, 焊后去应力退火
ZG15Cr1Mo1V	345	490	15	30	24	140~201	15~60	较差。焊前 300~350℃ 预热, 焊后缓冷并及时去应力退火
SA217 C12A	415	580~760	$\frac{18}{18}$	45				较差。焊前 350~400℃ 预热, 焊后缓冷并及时去应力退火

① 分子为  $A_{L52}(\delta_4)$ 。

表 4.15-12 汽缸、阀壳和蒸汽室用钢的持久强度极限  $\sigma_{10^5}$  和蠕变极限  $\sigma_{10^{-5}}$  MPa

钢 号		温 度 (℃)									
		400	450	470	480	500	510	520	540	550	560
ZG230-450	$\sigma_{10^5}$	150	93			47					
	$\sigma_{10^{-5}}$	78	—			35					
ZG20CrMo	$\sigma_{10^5}$			264			146			61	
	$\sigma_{10^{-5}}$			159			65			28	
ZG15Cr1Mo	$\sigma_{10^5}$				169	125	108	94	70		
	$\sigma_{10^{-5}}$						109①				
ZG20CrMoV	$\sigma_{10^5}$						172	157	127	112	97
	$\sigma_{10^{-5}}$						168①	155①	128①	115①	101①
ZG15Cr2Mo1	$\sigma_{10^5}$						113	102	81	72	63
	$\sigma_{10^{-5}}$						88	78	60	52	49
ZG15Cr1Mo1V	$\sigma_{10^5}$						172	158	132	118	105
	$\sigma_{10^{-5}}$						157	142	116	104	93

① 蠕变极限接近或大于持久强度极限, 应进一步核实。

(2) 阀体 (阀壳) 和阀座用锻件。我国还没有专用的汽轮机阀门锻件标准。电站高温阀门主体用材料应遵照 JB/T 3595—2002《电站阀门 一般要求》的规定; 锻件应符合 JB/T 9626—1999《锅炉锻件 技术条件》的技术要求。常用的材料有 12CrMo、15CrMo 和 12Cr1MoV 等。

国际上具有代表性的阀门主体锻件标准为 ASTM A182M。锻件材料有 F11、F12、F22、F5、F91 等, 其中,

F91 可用至 600℃。

2.4 高温紧固件和阀杆

2.4.1 高温紧固件

(1) 技术要求。紧固件应保证汽缸或阀门法兰在一个大修期内不漏汽。螺栓的初始紧固应力产生 0.10%~0.18% 的弹性应变, 在高温下发生应变松弛。一般, 应变集中在螺栓的第一



或第二个丝扣上。当设计和安装不当造成拉应力不沿轴向分布时，某一部位的缺口效应更为严重。如有温度梯度，蠕变应变可能集中在一端。同时，高温螺栓的运行温度正好在回火脆性区，加上多次紧固和拆卸，易引起螺栓开裂。为此，设计上要求螺栓材料必须具有高的抗蠕变和抗松弛性能，以及 3%~5% 以上的长时断裂塑性和较低的缺口敏感性。同时，还要考虑螺栓与法兰材料物理性能（特别是热膨胀系数和弹性模量）的配合，以免漏气使螺栓与蒸汽接触，造成应力腐蚀。

(2) 材料性能和应用。蒸汽参数为 540℃ 的高温螺栓可采用  $w_{Cr}=12\%$  型 C422 马氏体钢以及 CrMoVTi (Nb) B 低合金贝氏体钢。前者具有优良的淬透性、抗氧化性和持久塑性；后者则具有更高的持久强度极限和抗松弛性能，缺口敏感性也较小，使用温度可达 570℃，但抗氧化性和淬透性稍低。

2Cr11NiMoNbVN 和 12CrMoVWNB CoBN 马氏体钢用于 570~600℃。镍基合金 GH4145 和钴镍基合金 R26 具有很高的热强性，可用至 650~700℃，也有用于 540℃ 的，以使汽缸或阀门的法兰和螺栓设计更紧凑，但其热膨胀系数比低合金法兰材料大，在运行和启停过程中紧固力变化大，有可能引起漏气，发生应力腐蚀开裂。这两种材料还有负蠕变现象，会加剧螺栓运行时的失效。

过去在 530~540℃ 的温度范围内常用 25Cr2Mo1V 钢，其价格低，但缺口敏感性大，长时运行有脆化现象，经一、两个大修期就要考虑更换或重新热处理，现已不常用。

螺母材料一般选择比螺栓低一档的材料，热处理后硬度比螺栓低 20~50HBS。

2.4.2 阀杆

(1) 技术要求。阀杆在阀门开启和关闭时承受较大的载荷，其大小与阀瓣（阀头）或阀碟等两侧的压差、弹簧力的作用、油动机的推力，以及活动件的自重等有关。同时，阀杆还受到惯性力、冲击力及汽流脉动的作用力，其运动有一定的速度。阀杆在运动时可能与套筒等碰磨，因此要求具有耐磨性和抗咬合性。对阀杆材料的要求有：强度高、冲击韧性好、良好的高温强度和抗氧化性、足够的抗疲劳性能、适合表面硬化处理。

(2) 材料性能和应用。阀杆用材与螺栓相近。阀杆加工后进行表面氮化处理或超音速喷涂 NiCr-Cr<sub>2</sub>C<sub>3</sub> 合金，以提高耐磨性。如在更高的温度下运行，则可采用 2Cr11NiMoNbVN 和 12CrMoVWNB CoBN 马氏体钢、奥氏体钢 4Cr14Ni14W2Mo、高温合金 A286、Nimonic80A、R26、Inconel718、InconelX750 等材料。

螺栓和阀杆用材的高温性能和使用温度见表 4.15-13。

表 4.15-13 螺栓和阀杆用材的高温性能和使用温度

钢 号	温度 (℃)	持久强度 $\sigma_{10}$ (MPa)	蠕变 极限 $\sigma_{10}$ (MPa)	剩余松弛应力 (MPa)				使用温度 (℃)
				初应力 $\sigma_0$	$\sigma_{10}^{(3 \times 10^5)}$ ( $3 \times 10^5$ h)	$\sigma_{10}^{(10^6)}$ ( $10^6$ h)	热处理温度 (℃)	
45A	400	186	81					350
35CrMoA	450	226	145	245	110	(80)	880 空+650	405
					76	(51)	880 油+650	
40CrMoVA	480			241		(52)	880 油+650	480
	510			227		(48)	及以上	
25Cr2MoVA	500	196	78	245	159	(127)	1000 空+650	510
					137	(90)	920 空+650	
					102	(71)	920 油+650	
	525	108	49					
25Cr2Mo1VA	525	188		294	132		1040 空+960	540
	550	139	53	294	87		空+670	
2Cr12NiMo1W1V	510	279	256	310	134	(113)	1040 油+700	560
	538	210	160	310	110	(84)		
					127 <sup>①</sup>		1040 油+690	
20Cr1Mo1VNbTiB	525	260	220	294	202	184	1030 油+710	570
	550	210	182		182	163		
	570	173			133	64	1050 油+700	
20Cr1Mo1VTiB	520	300		294	189	(186)	1050 油+700	570
	550	269			167	(155)		
	570	235			140	(118)		
	538			309	218 <sup>①</sup>	(186) <sup>①</sup>		
GH4145	538	558	507	310	288	(286)	1120 油+845×	650~700
	566	485	459	359	327	(323)	24h 炉冷至	
				357	(280) <sup>①</sup>		705×20h 空冷	
Refractraloy26	500	640	550	310	291 (540℃)		1025 油+815×	650
	550	480	380	310	1000h 261 <sup>①</sup> (538℃)		20h 炉冷至	
	566			275	257	(255)	730×20h 空冷	

注 括号内数据为外推值。  
① 拉伸松弛数据，其余是环型松弛数据。

3 各国汽轮机用钢对照

联、捷克、美国、日本和西欧诸国的各种牌号。表 4.15-14 给出了各国汽轮机用材对照。

我国汽轮机厂和发电厂使用的汽轮机材料繁多，有苏

表 4.15-14 各国汽轮机用材对照

中国	美国 AISI, ASTM	日本 JIS	英国 BC	法国 NF	德国 DIN, W-Nr	苏联 ГОСТ	捷克 CSN	瑞典 SIS
35	C1035	S35C S38C	En8A S93	C35 XC38	C35, 1.051 0 CK35, 1.118 1	35	12 040	1550
45	C1045	S45C S48C	En8D	XC45	C45, 1.050 3 CK45, 1.119 1	45	12 050	1650
12Cr1MoV					13CrMoV42 1.770 9~14MoV63	12XMΦ		
12Cr2Mo	A213T22 A335P22	G3462 STBA24 G3458 STPA24	3604 Gr 622.31 3059 Gr 622	10CD9	10CrMo910 1.738 0			
15CrMo	T11, T12 P11, P12	STBA22 STBA23 STPA22 STPA23	1653 3604-620	12CD4	13CrMo44 1.7335	15XM	15 121	
17CrMo1V					17MoV84	瑞士 Si560TS		
20CrMo	4118 4119	SCM420		18CD4	20CrMo5 1.726 4	20XM	15 124	
20Cr1Mo1VNbTiB						20X1M1Φ6TP		
20Cr1Mo1VTiB						20X1M1ΦTP		
20Cr3MoWV		306D, T, D			21CrVMoW121.821 2	20X3M1Φ	15 420	
25Cr2MoV						25X2MΦ		
25Cr2Mo1V		~FBS-2				25X2M1Φ		
30Cr2MoV			En40CS106	30CD12	30CrMoV9 1.770 7	P2	15 330	~2240
30Cr1Mo1V	A470 C1.8	1%CrMoV	1%CMV	FOVD I FOVDII	30Cr2MoNiV411 21CrMoV511	~P2M		
30Cr2Ni4MoV	A470 C1.5, 6, 7	3.5%NiCr MoV	3.5%NCMV	3.5%NCMV	26NiCrMo V157			
34CrMo1	4337					34XM1		
34CrNi1Mo	~4340	SNCM431	En24, S95	35NCD6		34XH1M	~16 341	2541
34CrNi3Mo						34XH3M		
35CrMo	E4132 E4135	SCM3 SCM435	En19B CDS13	35CD4		35XM	15 340	2234
35CrMoV			~HCRS.5 FSC			35XMΦ		
40CrMoV	A193GrB16 A437 B1D				DIN17245 40CrMoV47		~15330	~2240
Z25	A27 Gr 60-30	SC42 SC46		~A48M3.5		25JI		
ZG15Cr1Mo	A356Gr.6 A217WC6							
ZG15Cr1Mo1V	A356Gr.9					12X1M1ΦJI		
ZG15Cr2Mo1	A356Gr.10 A217WC9							
ZG20CrMo						20XMJI		
ZG20CrMoV	A356Gr.7		~1398GrE		GS-17, 1.770 6 CrMoV511	20XMΦJI		

续表

中国	美国 AISI, ASTM	日本 JIS	英国 BS	法国 NF	德国 DIN, W-Nr	苏联 ГОСТ	捷克 CSN	瑞典 SIS
0Cr17Ni4Cu4Nb	630 (17-4PH)	SUS630						
1Cr5Mo	501, 502 A213 T5	HCM-5 STBA25		Z12CD5	X12CrMo195 1.7354	X5M, 12X5M	17 102	
1Cr11MoV						15X11MΦ		
1Cr12W1MoV						15X12BMΦ		
1Cr13	403, 410	SUS403 SUS410	En56A, S61 410S21	Z12C13	X10Cr13 1.400 6	12X13	17 021	
2Cr12NiMo1W1V	616 (C422)	SUS616	~H40 ~H46					
2Cr13	420	SUS420J1	En56B, C420S37	Z20Cr13	X20Cr13 1.4021	20X13	17 022	
1Cr15Ni36W3Ti	330	SUS330			X12NiCrW 3616	Ч М Т У 37- 58 (ЭН 612)		
1Cr17Ni13W3Ti						瑞士 St17/13WTS		
0Cr18Ni37Co20Mo3Ti3	Refractaioy26							

注 “~”表示相似。



## 第16章 大型转子动平衡及试验室

### 1 高速动平衡机理

汽轮发电机组的转子质心由于质量分布不均匀必然会偏离旋转中心,存在偏心距。如果转子在生产过程中没有得到很好的平衡,运行时必然会引起整个汽轮发电机组的强烈振动,从而影响运行质量和降低转子使用寿命。要提高汽轮发电机组的运行安全性,必须改善其转子质量分布的均匀性,需要有专门的试验装置对汽轮发电机组的转子进行平衡。

大多数转子工作转速都超过一阶临界转速,这样的转子称为柔性转子。转子挠曲变形对转子振动影响较大,此时仅进行低速动平衡试验已不能满足要求,而需要采用高速动平衡机在工作转速下通过振型平衡法或影响系数法进行高速动平衡试验。

柔性转子平衡理论是20世纪60年代初才形成的一种新的转子平衡理论,在这一理论基础形成了振型平衡法。振型平衡法的最大特点是以加重与有关阶振型满足正交为前提,平衡过程是逐阶进行的,一般是由低到高分别平衡相应阶的不平衡分量。从振型平衡理论来说,一个整体式柔性转子经无限阶振型分离和平衡之后,可使转子每阶振型下的偏心距都能减少到合格范围内,即柔性转子获得了理想的平衡。但从目前各种柔性转子的实际运转要求来说,只要平衡一、二阶不平衡分量,即能满足稳定运行的要求。

影响系数法首先需求出转子在选定平面上的加重,取得有关测点的影响系数后,列出联立方程组,最后求解方程组得出选定平面上的加重和相位。因此,影响系数法实际上是一个数学问题,其本身并没有为转子平衡技术增添任何新的内容,只是与转子平衡技术相结合后,给转子和轴系平衡重量计算带来了较大的方便。

影响系数法平衡柔性转子的历史大约30年,影响系数法平衡柔性转子的要点如下:

(1) 需要在多个转速下对柔性转子进行平衡。

(2) 平衡重量与转子振型应为非正交,加重平面的轴向位置应合理确定,加重平面数不少于要平衡最高振型的阶数,对所需要平衡的振型应进行综合平衡。

(3) 平衡后还有较小的残余振动。

### 2 大型高速动平衡试验室用途

大型高速动平衡试验装置是对汽轮发电机组柔性转子进行高速动平衡的重要设施。经过高速动平衡的转子,可在汽轮发电机组的全部升速范围内,包括经过转子临界转速,都不致出现过大的振动,从而大大提高了汽轮发电机组的运行质量。

大型高速动平衡试验室还可用于开展汽轮机转子超速强度振动、转子动力学、大轴承等多项试验研究工作。

### 3 平衡工艺

根据国际标准ISO 5406—1980《挠性转子的机械平衡》的规定,挠性转子平衡工艺主要采用的是振型平衡法或影响系数法,且主要解决下述两个问题:

(1) 根据测量转子的动挠度或支承反力,求出不平衡量沿转子的分布规律。

(2) 根据不平衡量沿转子的分布规律,确定校正质量和相位,从而达到消除或减少转子动挠度或支承反力的目的,保证转子在工作转速范围内运转的稳定性。

### 4 设备系统

大型高速动平衡试验室设备系统主要由高速动平衡机(包括变刚度油站)、驱动系统、大气润滑油及顶轴油系统、真空润滑油及顶轴油系统、抽真空系统、真空舱通风系统、循环冷却水系统等组成。大型高速动平衡试验室的原则性设备系统见图4.16-1。

#### 4.1 高速动平衡机

高速动平衡机是支承试验转子进行动平衡试验的关键设备,主要由摆架、电测箱、计算机辅助测量分析系统和变刚度油站组成。它的基本工作原理是:试验转子在动平衡机上旋转,转子离心力作用在摆架轴承座的弹性支承杆上,由此产生的轴承座振动信号通过机械放大机构和传感器经电测箱输入到计算机,经计算机计算,最后得出试验转子在若干个平衡平面上所需的校正质量和相位。试验结果不仅要满足ISO2935规定的刚性转子低速动平衡试验精度和一次降低率等多项技术指标的要求,同时还要满足柔性转子在规定精度下的振动测量准确性和稳定性要求及转子进行高速动平衡与超速等试验的安全可靠性要求。

(1) 摆架。摆架是高速动平衡机的本体,其结构见图4.16-2,它主要由轴承座、弹性支承杆和机座组成。轴承座座孔内可以配置一定尺寸范围的滑动轴承,并设有润滑油路和顶轴油路,通过两侧的弹性支承杆装置支承在机座上。弹性支承杆装置每侧有两根变截面的弹性支承杆,两侧各成45°方向,一方面使动平衡机径向支承刚度各向同性;另一方面当试验转子放在轴承座上时,轴承座可以自动找正,使两轴承中心线与转子轴线一致,防止轴瓦单边磨损。在每侧的两根弹性支承杆中间,附加的刚度部件固定在机座上。当附加刚度部件油缸通入高压油时,附加刚度部件上的弹性板与轴承座接触,使动平衡机的支承刚度提高50%~70%,起到避开临界转速和安全保护的作用。附加刚度部件的油缸高压油由变刚度油站提供。机座为钢结构件,试验时与试验转子一起用斜楔和螺栓调整固定在真空舱内的L形槽铁上。轴承座振动信号靠机械放大机构和传感器输出,用于动平衡测量和振动报警。传感器由两只串联组成,在机座两侧成45°方向布置,输出值为轴承座振动值的合成量。

(2) 电测箱。电测箱用于将振动传感器输出的电信号(轴承座振动信号)与标准信号发生器输出的标准正弦波信号进行比较,经衰减、积分运算和功率放大等环节,一方面在光电矢量瓦特表上显示试验转子左右两个校正平面内的不平衡量或轴承座振动的大小和相位;另一方面作变换处理送到计算机辅助测量分析系统进行进一步处理。配有转子标定、振动速度及倍频程测量模式、重复计算、摆架工作方式

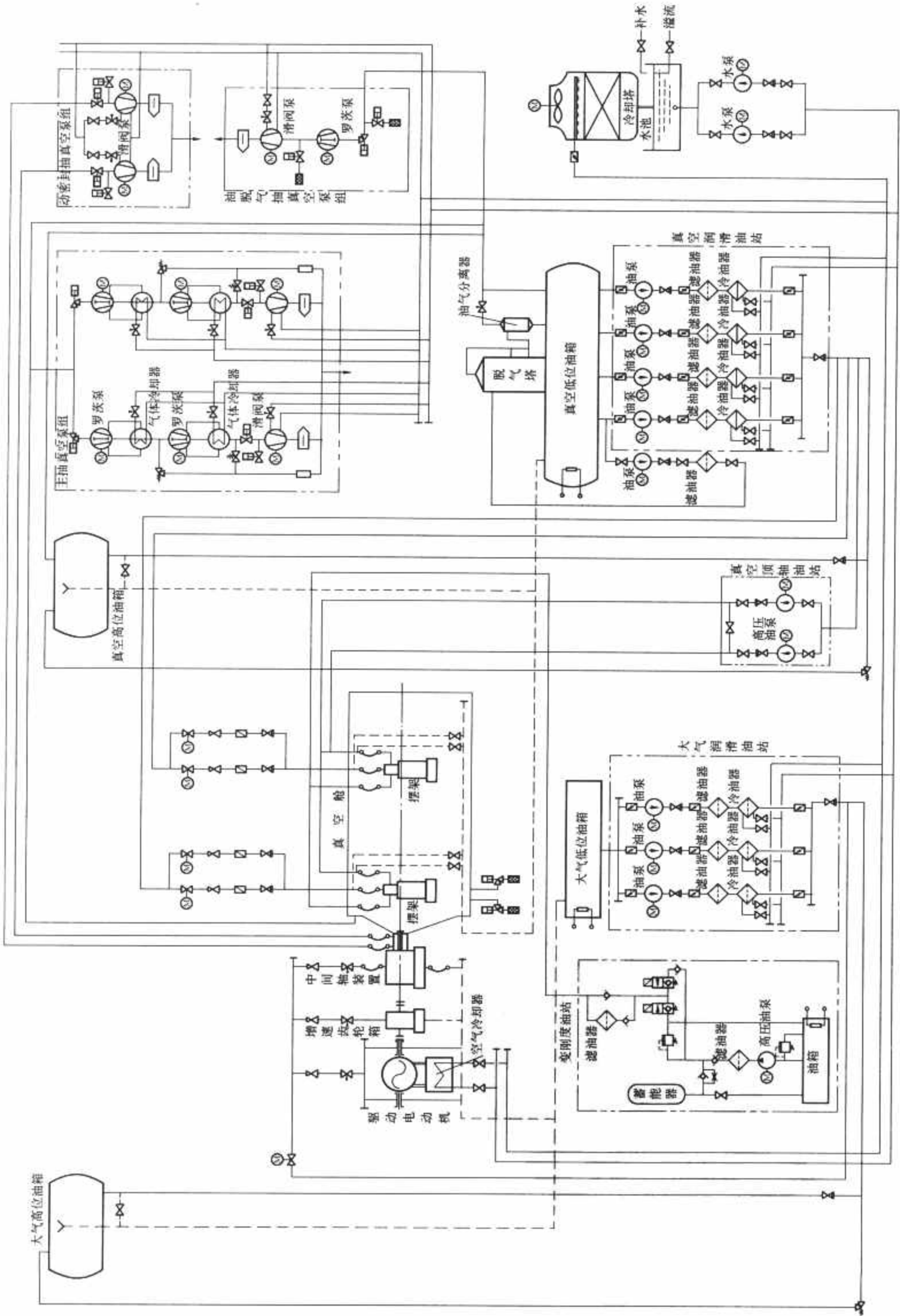


图 4.16-1 大型高速动平衡试验的原则性设备系统

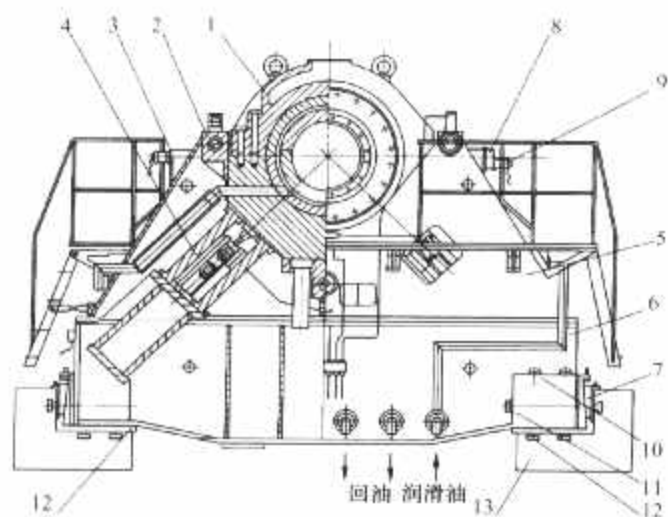


图 4.16-2 高速动平衡机摆架结构

- 1—轴承座；2—轴向刚度机构装置；3—轴承弹性支承装置；  
4—报警装置；5—机座罩壳及平台扶梯；6—机座；  
7—横向调整机构；8—机械放大装置；9—速度传感器；  
10—底脚螺栓；11—横向拉紧螺栓；  
12—垫块；13—L形槽铁

识别、测量通道扩展、升速过程中测量数据存储与显示等软件。

(3) 计算机辅助测量分析系统。计算机辅助测量分析系统通常有4~8个非接触式振动位移测量通道，可通过多通道振动信号采集器实时接入位移、速度、加速度传感器输出的信号，并进行一倍频和二倍频成分测量。高速动平衡分析系统基于Windows操作系统，采用最小二乘法进行影响系数法计算，可计算不平衡量、修正质量和残余振动预防，并可根据实际修正质量计算理论平衡结果，同时还能够显示波特图、奈奎斯特图、时域图、频域图和解算各向非等刚度转子。系统测量数据和结果用Word或Excel保存，测量过程中数据用自有格式保存，可随时查询和输出。测量分析系统可通过CAN总线或高速串口与其他计算机连接，也可通过通信接口接入Internet网和局域网，对试验状况进行实时监控和诊断。

(4) 变刚度油站。变刚度油站用于提供改变高速动平衡机摆架支承刚度所需的压力油，主要由油箱、柱塞泵、蓄能器和滤油器组成。

## 4.2 驱动系统

驱动系统由驱动机、增速齿轮箱（组）、中间轴装置（包括动密封）及万向联轴器组成。

### 4.2.1 驱动机

(1) 直流电动机。直流电动机启动扭矩大，具有以额定扭矩为恒扭矩的启动特性，调速精度高，比较适合大吨位大惯量的汽轮机转子试验要求。但是，大功率直流电动机制造难度大、额定转速低、增速齿轮箱增速比较大。目前，国内能够制造的直流电动机最大功率为4000kW，额定转速只能达到500r/min，大型高速动平衡试验室需要多台直流电动机串联起来才能满足驱动要求。

(2) 交流同步电动机。交流同步电动机功率大、额定转速高、增速齿轮箱增速比较小，大型高速动平衡试验室只需1台就可满足要求。但是，交流同步电动机启动电流大且启动扭矩小，选用时需要适当放大额定功率。

(3) 汽轮机。有的高速动平衡试验室采用汽轮机作为驱动机械。这种驱动方式可直接驱动，不用齿轮箱，但需要配置锅炉房等一套供汽设备，因此系统较复杂，有环境污染，

运行也不经济。

### 4.2.2 增速齿轮箱

增速齿轮箱用于将驱动电动机输出的转速增速到试验转速，它主要由齿轮箱本体、两轴端联轴器、换挡扳手及测量元件等组成，一般具有多个增速挡和一个空挡。手动换挡，空挡便于试验转子盘车时与驱动电动机脱开。当试验转速与驱动电动机输出转速之比较大时，需要采用增速齿轮箱组。

### 4.2.3 中间轴装置

中间轴装置安装在增速齿轮箱和万向联轴器之间，主要用于将驱动电动机功率传递给真空舱内的试验转子，并起到对试验转子盘车、承受试验转子轴向推力和调节补偿试验转子轴向安装距离偏差的作用。设备主要由主轴、主齿轮、径向轴承、轴向推力轴承、轴向位移装置、盘车装置、动密封、壳体、底座及限位开关、角度信号发送器、测量部件等组成。盘车装置采用两个对称布置的直流电动机驱动，能连续盘车和在真空舱内点动操作。

### 4.2.4 万向联轴器

万向联轴器用于中间轴装置与试验转子的连接，主要由左方向接头、右方向接头、连接轴等组成。设备可承受交变载荷，且方便安装，可实现传递扭矩和防止驱动系统振动传递给试验转子的目的。根据各类试验转子的要求，试验室一般需配置多根万向联轴器。

## 4.3 真空舱系统

真空舱是转子进行动平衡试验的场所，其内径和长度根据试验转子的大小来确定。目前，最大内径为10m左右，净长超过20m，舱内最小绝对压力为133Pa，该真空舱主要由筒体、大门、后墙板钢结构和一定厚度的钢筋混凝土厚壁组成。真空舱大门口设有特制的静密封圈和大门压紧装置，真空舱开始抽真空时大门压紧装置将真空舱大门缓缓压向静密封圈，以便迅速建立真空度。在真空舱内底下两侧设置L形槽铁用于安装固定高速动平衡机摆架，L形槽铁之间敷设运输平车轨道，轨道之间下面敷设真空润滑油管道、顶轴油管道、变刚度油管道等。真空舱大门采用悬挂式或地面式移动装置移动。真空舱后墙板上设人行小门、管道接口、电缆电线接口。高速动平衡试验室真空舱内景如图4.16-3所示。



图 4.16-3 真空舱内景

## 4.4 大气润滑油及顶轴油系统

大气润滑油系统用于提供大气环境下驱动电动机、增速齿轮箱、中间轴装置运行所需的润滑油。它主要由低位油箱、多组螺杆油泵、冷油器、滤油器及高位油箱组成。螺杆油泵排出压力0.6MPa，高位油箱有效容积按维持3min最大供油量来确定。事故停电情况下，在应急备用电源——柴油机发电机组供电以前向驱动系统设备提供润滑油。大型驱



动电动机需要配置大气顶轴油系统。大气顶轴油系统主要由一组高压油泵组成。系统从大气润滑油系统供油母管上吸油,油泵排出压力为16~32MPa,用于提供驱动电动机启动初期(一般在180r/min或200r/min以下)轴承润滑油还没形成油膜时所需的顶轴油,可有效防止驱动电动机轴承轴瓦与转子轴颈产生干摩擦。

#### 4.5 真空润滑油及顶轴油系统

真空润滑油系统用于提供真空舱内试验转子运行所需的润滑油。该系统主要由低位油箱、多组供油螺杆油泵、冷油器、滤油器、高位油箱和油脱气螺杆油泵组成。低位油箱上设有脱气塔和油气分离器,与油脱气螺杆油泵和油脱气抽真空泵组一起运行来脱除润滑油中含有的气体,避免其在真空状态下逸出而影响润滑效果。真空顶轴油系统也主要由一组高压油泵组成。系统从真空润滑油系统供油母管上吸油,油泵排出压力为16~32MPa,用于提供试验转子启动初期(一般在180r/min或200r/min以下)轴承润滑油还没形成油膜时所需的顶轴油,可有效防止轴承轴瓦与试验转子轴颈产生干摩擦。

#### 4.6 抽真空系统

抽真空系统设备包括真空舱主抽真空泵组、动密封抽真空泵组和油脱气抽真空泵组。真空舱主抽真空泵组和动密封抽真空泵组是试验时分别用来对真空舱及其动密封抽真空,确保在短时间内使真空舱达到规定的真空度,降低试验转子驱动功率的抽真空设备。抽真空系统通常采用多套主抽真空泵组,每套一般由两级罗茨真空泵、一级滑阀真空泵、中间冷却器以及油气分离器等组成,抽气速率根据真空舱容积、套数和在30min左右内将真空舱抽至133Pa绝对压力的要求来确定。动密封抽真空泵组由多组滑阀真空泵和油气分离器组成。油脱气抽真空泵组用于脱除真空润滑油中含有的气体,一般由一级罗茨真空泵、一级滑阀真空泵以及油气分离器等组成。

有的高速动平衡试验室则采用蒸汽喷射泵作为主抽真空泵组。

#### 4.7 真空舱通风系统

为了改善真空舱在大气状态下的工作环境,真空舱专门设置了机械送排风系统。该系统主要由风机、阀门和送排风管组成,通风量一般按10次/h换气量确定,当试验转子有较大摩擦鼓风损失需要排除时,通风量则按需要排除的散热量来计算确定。

#### 4.8 冷却水系统

冷却水系统用于提供驱动电动机空气冷却器、汽轮机冷凝器、润滑油系统冷油器、主抽真空泵组等设备所需要的冷却水。为节约用水一般采用循环冷却水系统,有条件的地方也可采用直流冷却水系统。循环冷却水系统主要由冷却塔、水池、水泵等组成。冷却塔温降一般取5℃。

### 5 电气系统

#### 5.1 驱动电动机配电

驱动电动机配电一般分直流电动机配电和交流同步电动机配电。

##### 5.1.1 直流电动机配电

直流电动机配电电压一般为660V,配电方式具有如下

两种:

(1) 交流电源→交流电动机→直流发电机→直流电动机(驱动电动机)。

(2) 交流电源→晶闸管整流装置→直流电动机(驱动电动机)。

近年来,随着电力电子技术、自动控制技术和计算机控制技术的快速发展,晶闸管整流装置技术水平大大提高,直流传动的控制精度、动态性能、自动化程度等可以得到完全的保证,并且可以实行直流软启动,从而使电网免受冲击。因此,现在直流电动机一般采用上述第二种配电方式。晶闸管整流装置主要由整流变压器、整流柜、调节柜、保护柜及其辅机配电柜组成。整流变压器一般采用裂解式三绕组变压器,一个原边绕组和两个副边绕组形成多脉冲整流效果,从而减少了对电网的谐波污染(必要时需对电网进行谐波补偿)和直流电动机扭矩的脉动。整流变压器的两个副边绕组电压分别送到两个晶闸管整流柜,整流柜内设有一个直接反并联三相全控整流桥,两组整流电源分别经过快速开关和平衡电抗器向直流电动机电枢主回路供电。

##### 5.1.2 交流同步电动机配电

交流同步电动机配电电压一般为10kV,配电方式具有如下两种:

(1) 机组变频电源:交流电源→交流电动机→直流发电机→直流电动机→交流发电机→交流同步电动机。

机组变频电源配电方式通过直流电机电气耦合控制、直流电机励磁控制和交流电机励磁控制使交流发电机输出调频调压电源,以作为交流同步电动机(驱动电动机)的驱动电源。

(2) 晶闸管整流装置变频电源:交流电源→晶闸管整流装置→直流电动机→交流发电机→交流同步电动机。

采用晶闸管整流装置代替机组变频电源配电方式中的交流电动机和直流电动机。晶闸管整流装置组成和原理如上所述。

#### 5.2 辅助设备配电

大型高速动平衡试验室辅助设备的配电电压一般为380V,除变刚度油站、盘车装置电动机、润滑油供油泵、顶轴油泵、测量控制系统等为二级用电负荷外,其余均为三级用电负荷。设专用变配电所供电,变配电所内配置高压开关柜、变压器、配电屏等,二级用电负荷设备还需配置应急备用电源,设双电源供电柜。一般采用柴油机发电机组作为应急备用电源,事故停电情况下自动启动,在10~30s内给二级用电负荷设备供电,保证安全停机和正常盘车。

### 6 测量控制系统

测量控制系统主要由驱动操作控制系统、动平衡测量系统和辅机测量监控系统等组成,是一个相互关联的有机整体。

#### 6.1 驱动操作控制系统

驱动操作控制系统具有工况预选(调整工况、大气运行工况和真空运行工况)、扭矩给定和预选、旋转方向预选、转速给定和预选、停机制动等功能。

驱动电动机只有在同时满足下列启动条件时才能启动:

(1) 驱动电动机配电电源运行正常。

(2) 应急备用电源——柴油机发电机组处于备用状态,冷却水进水温度大于设定值。

(3) 中间轴装置上的盘车装置脱开。

(4) 辅助设备系统运行正常, 润滑油进油压力、顶轴油进油压力、冷却水进水压力、润滑油箱液位、润滑油箱油温、真空运行时真空舱内的绝对压力均达到设定值, 驱动电动机冷却风机运行正常, 中间轴装置盘车装置脱开, 相关阀门开闭位置正确。

(5) 紧急停机按钮处于非停机位置。

出现下列情况之一驱动操作控制柜即信号报警:

(1) 驱动电动机及其驱动电源一类故障报警: 变压器温度、定子温度、主回路电流、励磁回路电流高等信号报警。

(2) 辅助设备系统一类故障报警: 润滑油进油压力低, 轴承轴瓦温度和回油温度高, 冷却水进水压力低, 罗茨泵泵体温度高, 润滑油箱液位低等信号报警。

出现下列情况之一即联锁停机(驱动电动机):

(1) 驱动电动机及其驱动电源二类故障联锁停机: 变压器温度、定子温度、主回路电流、励磁回路电流过高等联锁停机。

(2) 辅助设备系统二类故障联锁停机: 试验转子转速和摆架振动值超过给定值, 润滑油进油压力过低, 轴承轴瓦温度或回油温度过高等联锁停机。

(3) 驱动操作控制台紧急停机按钮。

(4) 驱动现场(真空舱内)紧急停机按钮。

采用晶闸管整流装置配电的直流电动机驱动操作控制系统由整流柜、保护柜、励磁柜和电枢控制柜组成。它可实现对直流电动机的调速控制、信号报警和联锁停机。

## 6.2 动平衡测量系统

动平衡测量系统主要由电测箱和计算机辅助测量分析系统组成, 这里不再赘述。

## 6.3 辅机测量监控系统

辅机测量监控系统主要由驱动辅助系统测量监控系统、润滑油系统测量监控系统、抽真空系统测量监控系统、现场摄像监控系统和计算机大屏幕显示系统等组成。该监控系统具有辅助设备系统数据测量处理显示存储、运行状态监控、故障信号报警和联锁停机(驱动电动机)等功能。

辅机测量监控系统主要由一个 DCS 机柜和多个操作站组成。它一般采用集散型(DCS)控制系统, 实现对各子系统和试验转子本体的检测、报警和联锁控制, 从而给操作人员提供一个实时、直观、全面的监控平台。

试验中, 一般采用可编程控制器(PLC)作为各子系统在控制室的控制核心单元, 同时在现场设置若干按钮箱用于现场手动操作。上位计算机作为管理核心, 在组态平台上实现对各子系统的组态、参数设置、实时动态监控、故障信号报警、数据打印等。以总线相连, 组成开放式总线系统, 实现各子系统之间数据的高速通信, 达到整个辅机测量监控系统正常运行的目的。

驱动辅助系统 PLC 可实现包括驱动电动机的通风冷却系统、加热系统、水冷系统和中间轴装置盘车装置运行状态等的测量监控。检测驱动电动机的各项指标, 进行必要的联锁保护。

润滑油系统 PLC 则主要负责润滑油系统相关设备的启停联锁控制。根据润滑油系统现场各检测信号(如压力、温度、液位等)及与其相关系统的联锁信息, PLC 自动控制各油箱电加热器、油泵、电动阀门等, 提供符合规定压力和温度的设备润滑油, 保证驱动系统机械设备运行正常。

抽真空系统 PLC 负责抽真空系统相关设备的启停联锁

控制。根据抽真空系统现场各检测信号(如真空度、温度等)及与其相关系统的联锁信息, PLC 自动控制各抽真空泵组, 保证真空舱内、中间轴装置动密封、真空低位油箱脱气塔真空度, 保证驱动系统在真空状态下运行正常。

设备系统的一般测点由现场就地仪表测量显示, 重要测点经现场一、二次仪表采集信号至 DCS 机柜, 由 DCS 系统相应操作站对数据进行处理、显示并记录。涉及整个设备系统运行安全的测点, 如润滑油进油压力、润滑油箱液位、润滑油箱油温、轴承轴瓦温度、抽真空泵组冷却水压力、抽真空泵组中罗茨泵泵体温度、驱动电动机转速、驱动电动机定子温度、变刚度油站蓄能器压力、柴油机发电机组冷却水进水温度、试验转子转速、现场(真空舱内)紧急停机按钮等, 设置信号报警和联锁停机装置。

设备系统中中间轴装置中盘车装置、润滑油及顶轴油系统中油箱电加热器和油泵、抽真空系统中抽真空泵组只有在满足相应的启动条件时才能启动。真空舱内、机房运转平台、真空泵房等处设置现场摄像监控系统。

控制室一般另设置计算机大屏幕显示系统, 工艺系统、试验转子本体运行状态和被测参数由各 DCS 操作站通过网络传送显示在计算机大屏幕上, 便于操作人员观察和协调。

## 7 试验室组成及布置

大型高速动平衡试验室由机房及辅助用房、真空舱、真空泵房和门斗室等组成, 一般为 T 形建筑物。真空舱大门端通过门斗室与重型厂房相衔接, 便于用电动运输平车装载高速动平衡机和试验转子进出真空舱。

机房跨度一般为 18m 或 21m, 柱距为 6m, 主要布置驱动电动机、增速齿轮箱、中间轴装置、润滑油系统设备和用作设备维修场地, 内设电动双梁桥式起重机。起重机最大起重量和轨顶高一般根据其内部设备维修时需要起吊的最重件和最大件确定。机房内真空舱的中心轴线上设驱动系统运转平台, 布置驱动电动机、增速齿轮箱和中间轴装置, 运转平台上的工作人员可从真空舱后墙板上的人门进入真空舱, 也可通过专用通道走到控制室。运转平台附近设一定深度的地坑, 用于布置低位油箱、润滑油站、变刚度油站、顶轴油站。机房附设多层辅助用房, 用作变压器室、配电室、控制室、办公室、生活间等。控制室内布置测量控制系统中的 DCS 机柜、控制柜(就地柜除外)、现场摄像监控系统硬盘录像机、计算机大屏幕显示器等。

真空舱是转子进行动平衡试验的场所, 为了试验转子安装调整的需要, 真空舱顶部设电动葫芦, 真空舱后墙板上设手动墙式旋臂起重机。

真空泵房一般与机房和真空舱毗邻, 其内部布置抽真空泵组并设一定起重量的电动单梁悬挂式起重机, 用于抽真空泵组的日常维修。

## 8 土建工程特点

大型高速动平衡试验室土建工程具有如下特点:

(1) 真空舱钢结构外包一定厚度的钢筋混凝土厚壁, 能够承受试验转子最大叶片在高转速下飞出的冲击动能。

(2) 在真空舱中心轴线处抽除机房立柱一根, 此处 12m 吊车梁需作特殊处理。

(3) 真空舱基础与机房内运转平台基础为整体基础, 抗震条件好, 可避免不均匀沉降造成试验转子中心轴与驱动系统中心轴之间的偏差和折转而危及试验安全。

(4) 真空舱与运转平台的整体基础能够保证动平衡测量







## 参考文献

- [1] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第2卷 汽轮机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会. 机械工程手册: 动力设备卷, 第3篇 汽轮机, 2版. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [3] 能源部西安热工研究所. 热工技术手册: 汽轮机组. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [4] 蔡颐年. 蒸汽轮机. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
- [5] 王仲奇. 透平机械原理. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [6] 王乃宁, 张志刚. 汽轮机热力设计. 北京: 水利电力出版社, 1987.
- [7] 重庆大学热力发电厂教研组. 热力发电厂. 北京: 电力工业出版社, 1981.
- [8] 林万超. 火电厂热系统定量分析. 西安: 交通大学出版社, 1985.
- [9] 吴厚钰. 透平零件结构与强度计算. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [10] 丁有宇, 周宏利, 等. 汽轮机强度计算. 北京: 水利电力出版社, 1985.
- [11] 陈作斌. 计算流体力学及应用. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [12] 赵少汴. 抗疲劳设计. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [13] 张直明, 李志刚. 汽轮发电机组常用轴承数据库. 上海大学轴承研究室, 1995.
- [14] 特劳佩尔 W. 热力透平机: 第1卷. 张洪瀛, 译. 北京: 水利电力出版社, 1985.
- [15] 胡先约. 汽轮机寿命管理与调峰中若干问题. 动力工程, 1985(1): 1-13.
- [16] 张保衡. 大容量火电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988.
- [17] 特劳贝尔 W. 热力透平机. 郑松宇, 郑棋选, 译. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [18] 史进渊, 杨宇, 孙庆, 杨光海. 亚临界和超临界汽轮机强度振动与寿命的设计判据. 机械工程学报, 2005(1): 189-192.
- [19] 史进渊, 林振坤. 汽轮机关键零部件的可靠性设计. 动力工程, 1994, 14(2): 21-25.
- [20] 茅声凯, 魏雨臻, 梅永林. 汽轮机排汽缸气动性能最优化的正交试验法. 动力工程, 1987 12(6).
- [21] 袁新. 热力叶轮机内部的全三维复杂流动数值模拟研究点滴. 上海汽轮机, 2000(1): 12-15.
- [22] 吴仲华. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic or Supersonic Turbomachines of Axial, Radial, and Mixed-Flow Types. ASME Paper No. 50-A-79, 1950 or NACA TN 2604, 1952.
- [23] Proceedings of PWR2005-50085, Chicago, Illinois: ASWE POWER, 2005.
- [24] Deckers M, Wichtmann A, Ulm W. Modern Steam Turbines for Ultra Supercritical Steam Power Plants// World Engineering Convention (WEC). Shanghai, 2004.
- [25] Engineering Sciences Data Unit 82029. Calculation Methods for Steadily Loads Fixed-inclined-pad Thrust Bearing. ESDU International Ltd, 1982.
- [26] Engineering Sciences Data Unit 83004. Calculation Methods of Steadily Loads, offset Divot, Tilting-pad Thrust Bearing. ESDU International Ltd, 1983.
- [27] Jim Hardin, Frank Kushner, Stephen Koester. ELIMINATION OF FLOW-INDUCED INSTABILITY FROM STEAM TURBINE CONTROL VALVES. PROCEEDINGS OF THE THIRTY-SECOND TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 2003: 99-108.
- [28] Araki T, Okamoto Y, Ootomo F. Fluid-Induced Vibration of Steam Control Valves. Toshiba Review, 36(7), ISSN 0372-0462, 1981: 648-656.



## 第5篇 汽轮发电机 (同步发电机)

主编单位：哈尔滨大电机研究所

上海电气电站设备有限公司上海发电机厂

主 编：沈梁伟 王作民

编写人员：沈梁伟（哈尔滨大电机研究所）

王作民（上海电气电站设备有限公司上海发电机厂）

陈珠夸（上海电气电站设备有限公司上海发电机厂）





# 第1章 概述

## 1 发展简况

锅炉、汽轮机和汽轮发电机（简称发电机）是火电发电设备的三大主机。汽轮发电机是由汽轮机或燃气轮机传动，将机械能转换为电能。发电机一般发出的是三相交流电，传输及使用都比较方便。随着世界经济建设的发展，工业技术的进步，及电网容量的增大，发电机容量也从小容量向大容量发展。提高发电设备单机容量，可以提高其能量转换效率，减少建设及运行费用，并可减少制造材料消耗，但受到材料性能、制造设备的能力等方面的限制。近年来，发电机单机容量的迅速发展，除去因上述的发展及进步外，还主要依靠发电机冷却技术的改进及设计技术的进步。

20世纪初，制成了世界首台现代基本结构的空气表面冷却（外冷）、转速为3000r/min的三相交流发电机，容量达到1000kW或1MW。20世纪30年代制成氢外冷发电机，容量为25~40MW。20世纪50年代中制成转子绕组氢内冷、定子绕组油内冷发电机，容量达到260MVA。1956年还制成定子绕组水内冷、转子绕组空冷发电机，容量为30MW，定子绕组电压为11.8kV。1958年我国制成了国际上首台定子绕组及转子绕组都用水内冷，铁芯空气冷却的双水内冷发电机，容量为12MW。到20世纪70~80年代，国际上已制成定子绕组水内冷、转子绕组氢内冷、铁芯氢冷、定子绕组电压为27kV、容量为1000MW，及定、转子绕组双水内冷、铁芯水冷、定子绕组电压为24kV、功率为800MW、转速为3000r/min的发电机，并制成定、转子绕组双水内冷、铁芯氢冷、定子绕组电压为27kV、容量为1640MVA及定子绕组水内冷、转子绕组氢内冷、铁芯氢冷、定子电压为26kV、容量为1710MVA、转速为1500r/min的发电机。20世纪90年代制成500MVA、定子绕组电压为23kV的空冷发电机。21世纪以来，国际上工业发达国家已在研制容量为1950MVA、转速为1500r/min的发电机以满足用户的需要。目前国际上制造大容量火电发电机组的公司，经过近年来的跨国兼并及联合后，美国有通用电气（GE）公司，欧洲有西门子公司（1998年收购了美国西屋公司发电设备部分），ALSTOM公司（原英国GEC公司、瑞士BBC公司、瑞典ASEA公司发电设备部分已先后并入），俄罗斯有电力工厂，日本有三菱、日立公司及东芝公司等，都已能制造1000MW级（百万千瓦级）全速及半速发电机。

新中国1949年成立后，引进国外3000r/min中小容量空冷及氢冷发电机技术，开始制造火电站用发电机。1954年我国自己制造出第一台3000r/min、空气冷却、6MW、定子绕组电压为6.3kV的发电机。到20世纪60年代已自行设计、批量制造了空冷、2.5~25MW、定子绕组电压为6.3~10.5kV、50Hz的发电机并投运。1958~1960年制成50Hz、双水内冷、12MW，氢冷、50MW及双水内冷、50MW发电机以后，到20世纪70年代，已自行设计、批量制造了50Hz、50~100MW、6.3~10.5kV，125MW、13.8kV，200MW、15.75kV及300MW、18kV的双水内冷

发电机和50~100MW、6.3~10.5kV、氢冷发电机及200MW、15.75kV、定子绕组水内冷、转子绕组氢内冷、铁芯氢冷发电机并投运。1978年改革开放以来，我国又引进国外大容量发电机技术，在20世纪80年代先后制成及批量生产了50Hz、300MW、20kV、氢内冷，300MW级及600MW级、20~22kV、引进技术优化的水氢内冷、转速3000r/min的发电机在电厂投运。21世纪初到2005年已在研制1000MW级、27kV、3000r/min，1000MW级、1500r/min及600MW、双水内冷、3000r/min的发电机，还有400MW级、20kV、3000r/min燃气轮机联合循环电站用发电机，以满足用户需要。与此同时，还制造运行了50Hz、50~135MW、10.5~13.8kV的空冷发电机，制成50Hz、200~300MW的空冷发电机。核电站用发电机，20世纪90年代也已制成50Hz、310MW、18kV、双水内冷及650MW、20kV、水氢内冷发电机并先后投运。21世纪初，我国制造大容量火电发电机的企业分布在哈尔滨、东方、上海及北京，共四个企业，已制造并运行了50Hz，50~60、100、125~135、200MW及300MW发电机各约200台，600MW发电机约50台，为2007年底我国火电设备总装机7.13亿kW的75%。制造的小容量空冷发电机在20世纪60年代已出口到越南、蒙古及阿尔巴尼亚，90年代还出口到印度尼西亚及泰国。制造的50Hz，125~135、200~350MW发电机在20世纪90年代及21世纪初，已先后出口到巴基斯坦、伊朗、孟加拉、印度及越南。21世纪初我国制造中小容量发电机的企业分布在济南、武汉、南京、杭州、洛阳等。2007年，我国火电发电机年产量已达到10GW，为世界第一。

## 2 基本结构、成套件及主要零部件

### 2.1 基本结构及成套件

导电的导体在磁场中切割磁通可产生电流，根据这一发电原理，发电机基本结构有用导电体做的定、转子绕组（电枢），用导磁材料做磁回路的定、转子铁芯，以及定子机座及转子本体，还有支承转子的轴承，保护定子绕组端部的端盖及转子绕组端部的护环及中心环等。定、转子铁芯开槽，以放置定、转子绕组，发电机运行发电时，磁场绕组通直流电产生磁场，汽轮机驱动转子，电枢绕组切割磁通就发出交流电。导体切割磁通可以是旋转磁场，也可以是旋转电枢（导体），汽轮发电机一般是旋转磁场，包括小容量交流励磁机，无刷励磁机则是旋转电枢。前者发电机转子上有滑环，将直流电经电刷送入转子绕组产生磁场，无刷励磁机的旋转电枢发出的交流电则经过装在同一转子上的整流元件整流为直流电，与发电机转子绕组连接。发电机运行中，定、转子绕组有电压及电流，定子铁芯内有交变磁通，定、转子绕组，定子铁芯及端部结构件及转子表面要发热，要保证发电机运行正常安全可靠，定、转子绕组要绝缘，定子铁芯要用高导磁、低损耗（不易发热）双面绝缘、薄的硅钢片叠装而成，定子绕组要用薄的扁铜线，并在槽高度方向换位，以减少损耗及发热，再用风扇

通风、通水或油冷却，使绕组及铁芯绝缘不超过允许使用温度。发电机的冷却介质，一般是封闭循环以保持清洁，因此要有冷却器，将冷却介质传出的热带走。发电机定子绕组（电枢）电压，在各种运行工况下要保持稳定，因此还要有自动励磁调节器及其系统。如上所述，发电机基本结构有定子、转子、端盖及轴承。定子的主要零部件有定子机座、定子铁芯、定子绕组等，转子主要零部件有转子绕组、护环、中心环、风扇及滑环。转子包括其铁芯，因为是高速旋转件，一般采用高导磁、高强度的整体锻件，护环、中心环、风扇、滑环等也采用锻件并与转子热套配合，使在高速旋转下，不会因离心力松脱。发电机成套件如上所述，有励磁机或励磁系统，冷却介质有空气、氢气、水及冷却器和自动励磁调节器及其系统。氢冷发电机还有密封氢气的密封油系统。发电机基本结构见图 5.1-1。



图 5.1-1 发电机基本结构

## 2.2 主要零部件

### 2.2.1 机座

机座是定子铁芯及定子绕组的载体，在定子吊运及安装中，要承受定子质量，如百万千瓦级定子，制造厂内运输质量将达到 500t；在制造中要承受金属切削加工及铁芯压装后，对铁芯的翻身操作；在运行中还要保证在运行层平台处，振动峰峰值不大于 0.02mm，及能承受发电机运行及主出线端突然短路时的电磁力；氢冷发电机机座还要考虑防爆及气密性能，承压部件通过 8~10kg/cm<sup>2</sup> 的水压试验不损坏。机座一般用焊接性能好的钢板焊接而成，有机壁、底脚、外壳、吊攀及机壁间的连接筋板及通风管等。小容量发电机一般设计成短机座，对定子线棒下线、拆装及接头焊接比较方便；氢冷发电机为了减少连接面，对防爆及气密都有利，一般设计成长机座；大容量发电机为了减小质量及外形尺寸，则设计成分段机座，端罩带冷却器段分开，或内外机座。机座长度长时，为了便于制造，也有在轴向设计成多排采用止口及螺钉紧固后再焊成。二极发电机转子磁场在运行中，将在定子铁芯产生椭圆振型 2 倍工频的倍频振动，机座设计要考虑其固有振动频率避开工频及该振型的倍频，如在底脚处双幅振动大于 0.02mm，要采用隔振机座，即定子铁芯经过弹簧板再与机座连接，目前我国有卧式及立式两种。为了缩短制造周期和使机座焊接与定子铁芯压装平行作业，铁芯先在外面压装，再装入机座，这也影响了机座结构。机座隔振结构见图 5.1-2。

### 2.2.2 定子铁芯

定子铁芯是主磁通在定子的主回路，用薄的双面绝缘的硅钢片组成。硅钢片厚度一般为 0.5mm，也有 0.35mm 的。所用硅钢片有无方向性及有方向性两种，有方向性硅钢片顺轧制方向铁耗较小，但制造中方向要对，价格也较贵。我国目前较多采用无方向性 0.5mm 厚的。铁芯上有槽，以安放

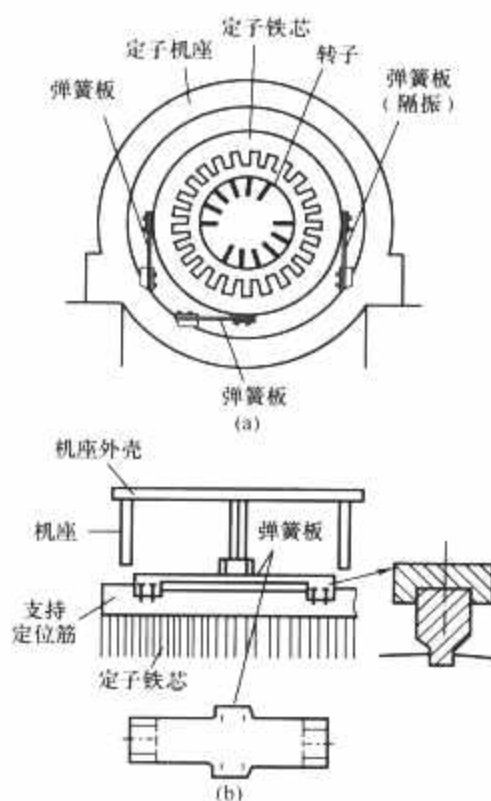


图 5.1-2 机座隔振结构

(a) 立式隔振；(b) 卧式隔振

定子线棒，外圆有支持定位筋槽，作为压装硅钢片时导向，以保证槽形与机座连接及传递电磁力矩及承受铁芯压紧力。铁芯在运行中，主磁通交变，有发热及振动，要紧固及冷却，还有端部漏磁引起的附加损耗。铁芯轴向紧固，目前我国有穿心螺杆及无穿心螺杆用大压圈结构两种，小容量发电机也有用机座外壁兼做压圈的，端部并用绝缘漆黏结固定成整体或加绝缘垫片垫紧。铁芯一般在长度方向有径向风道通风，氢冷发电机还可采用轴向通风，可省去径向风道，铁芯也较短，但需要风摩擦损耗大的高压头风扇。铁芯端部因有附加损耗，还要采取措施，如设计成阶梯形，减小铁芯段厚度，及在齿部开槽等，有时还要加挡风板加强冷却。大容量发电机因电磁负荷大，在端部还要加装磁屏蔽（磁分路）、铜屏蔽（电阻尼），或采用硅钢片压圈、铝压板，压圈及齿压板采用反磁材料，以减小损耗及发热。铁芯支持定位筋目前国际上一般采用低碳钢（磁性钢）或反磁材料，有的在支持定位筋与铁芯间加绝缘，以减少铁芯短路几率，或在压圈外圆形成回路。空位筋与铁芯压圈，如是不同金属，还要采取措施防止在大的交变磁场下，因有电位差引起跳火，应加绝缘或点焊成等电位。定子铁芯的固有振动频率也要避开 2 倍工频的倍频，防止运行中的共振。定位筋材料一般是磁性钢，穿心螺杆是反磁钢，它们的膨胀系数不同，压装铁芯中的扳紧力矩也不同，要采取措施，防止长期运行后铁芯松动，有的企业将定位筋与压板在铁芯压装后焊接以防止以后的松动。我国有上述不同结构制造的成功经验。定子硅钢片及其支持定位筋，定子铁芯端部结构及定子铁芯通风系统分别见图 5.1-3~图 5.1-5。

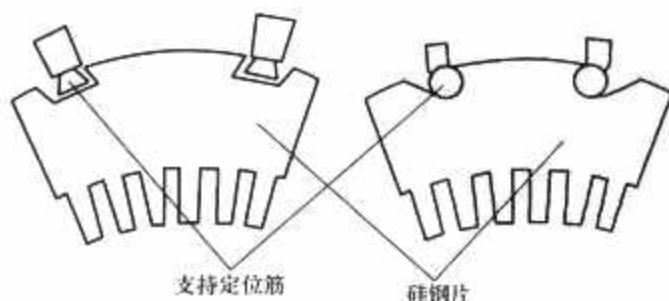


图 5.1-3 定子硅钢片及其支持定位筋



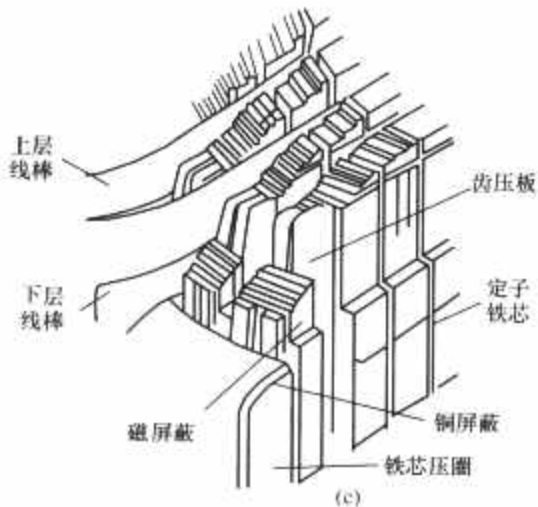
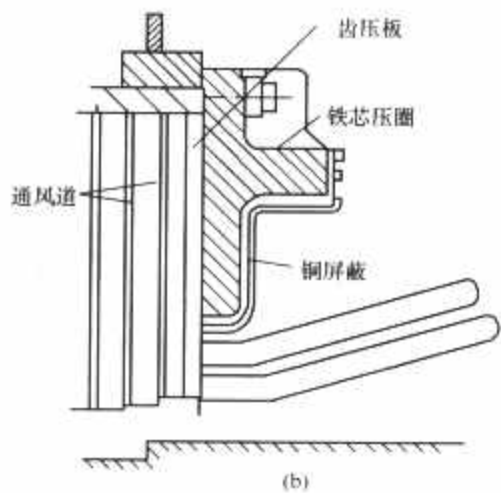
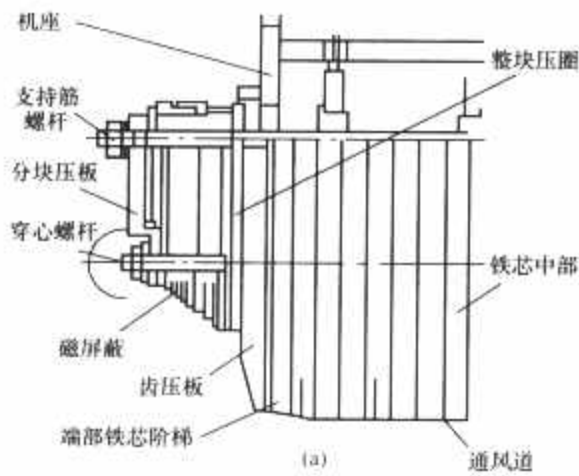


图 5.1-4 定子铁芯端部结构  
(a) 有磁屏蔽结构 (有穿心螺杆); (b) 有铜屏蔽结构 (无穿心螺杆); (c) 有磁屏蔽及铜屏蔽结构

2.2.3 定子线棒

定子线棒是发电机的心脏部分，从这里产生电压，输出电流，对地及匝间都有绝缘。百万千瓦级发电机的额定电压可达到 27kV，额定电流可达到 25kA。除小容量发电机外，定子线棒大多是单匝的，每根线棒电流从几百安到一万安。为了减少大尺寸铜排内涡流损耗，一般都采用薄的小矩形绝缘铜线组成，并在槽内直线部分进行换位，小容量发电机一般是 360°换位，即在槽内不同高度位置经过等长度。大容量发电机为了减少线棒端部的损耗，并在槽内进行 540°换位，即在槽部不同高度位置经过等长度，还要使轴向两端的股线位置一个在顶部，一个在底部，或在槽内进行 360°换位，两端部各进行 180°换位，或在槽部直线部分 540°换位及局部不换位（也称空换位），以补偿两端不换位时的感应电压差异，总的减少涡流及环流损耗。中小容量发电机的定子线棒电流小于 5000A，一般是两排股线组成，大容量发电机线棒电流达到 10 000A 及以上，大都采用四排股线组成，1 与 2 排及 3 与 4 排各自换位，也有采用 2 与 3 排及 1 与 4 排换位

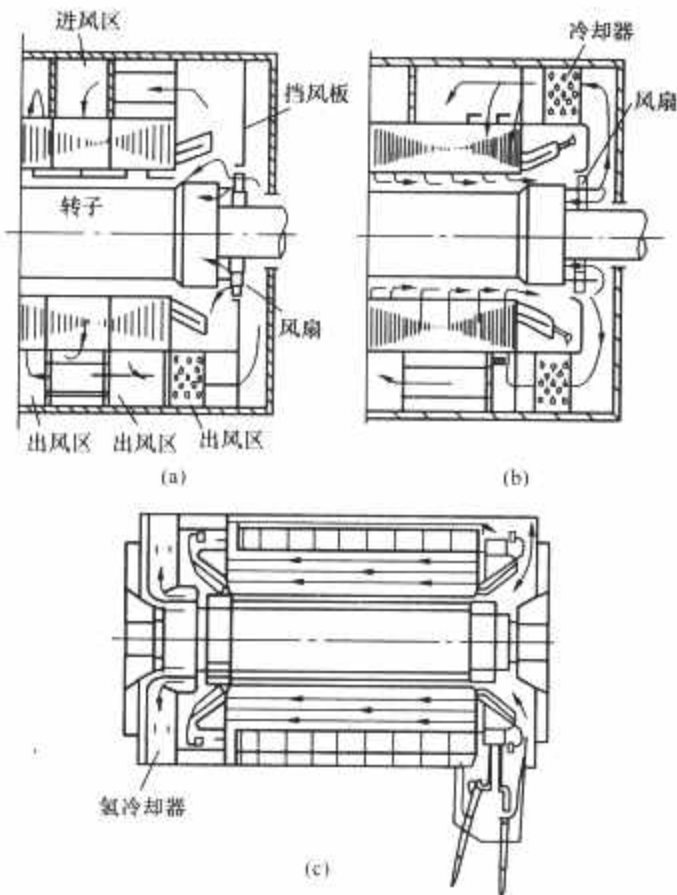


图 5.1-5 定子铁芯通风系统  
(a) 二进三出打风式径向通风; (b) 抽风式径向通风; (c) 轴向通风

的，以进一步减小环流损耗。定子线棒两端一般设计成与定子铁芯轴向中心线成一锥度，有利通风、便于转子拆装，及采用渐伸线型，使线棒沿端部间隙均匀，轴向长度较短，也可设计成不均匀间隙，在较高电压如 24kV 及 27kV 定子绕组端部为了加强相间绝缘，在隔相处加大间隙或用高介电性能填料填满。水内冷定子线棒，一般采用绝缘空心股线与绝缘实心股线组成并换位，也有全部用空心股线的，以加强冷却，但附加损耗较大。氢内冷定子线棒，一般在实心股线间有反磁镍铜通风管，实心股线则自行换位。通水股线大多采用扁空心铜线，也有采用不锈钢的，以防止可能产生的氧化铜结垢。定子线棒由股线组成，紧固很重要，以防止运行中电磁力引起振动松动，最后漏水或断股，产生电弧烧损。其次换位处绝缘不能损坏，防止降低换位效果，对空冷发电机会引起线棒温升高。大容量高电磁负荷发电机的上下层线棒附加损耗相差较大。为了均匀上下层线棒温度，使膨胀均匀及总的损耗减小，也有设计成上下层不等截面线棒，上层线棒截面大些，一般相差约 20%。高电压 6kV 及以上定子线棒还要防电晕，防止运行中在额定电压下有电晕，最后损坏主绝缘。定子线棒结构见图 5.1-6。

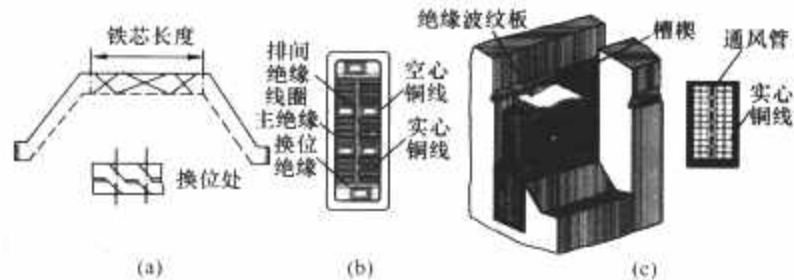


图 5.1-6 定子线棒结构  
(a) 线棒 540°换位; (b) 水冷定子线棒; (c) 氢冷定子线棒

2.2.4 定子绕组

定子线棒装配在铁芯槽内及端部，在运行中要防止松动磨损，高电压 6kV 及以上发电机定子线棒还要防止槽部因与铁芯接触不好，电容电流集中引起电腐蚀，槽口及端部因

防晕不好有电晕最后损坏主绝缘，大中容量发电机槽内楔下采用绝缘有弹性的波纹板，槽内一侧采用半导体垫条或波纹板垫紧，槽楔也有采用一对斜楔紧固的。在运行电压下，中小容量发电机一般要求槽电位小于3V，高电压大容量发电机要求高时，要求槽电位小于1V，端部在额定电压下并无可见电晕。线棒端部固定，现代结构都要求采用轴向可伸缩的刚性或柔性固定，径向可重复紧固，防止运行中，每天调峰时，因铁芯及线棒材料热胀系数不同，最后引起主绝缘在槽口磨损，在各种事故冲击后，检修中可重复紧固。具体结构是小容量空冷发电机一般采用有外绑环的绑扎结构，中容量发电机采用有外绑环的压板螺钉结构加绑扎，600MW及1000MW级发电机则采用外部大锥环，再加内绑环及绑扎，有的企业端部上下层间及楔下并用灌树脂管垫紧，线棒间相互绑扎或外部大锥环、线圈间全部用绝缘填料垫紧，压板螺钉压紧。线棒上下层电接头连接现在大都采用银焊焊接，也有采用锡焊的，锡焊温度低不会过烧，但耐温及机械性能都不及银焊；近年来也有采用机械连接的，拆装简便，但要确保连接质量，防止运行中电磁振动松动发生放电，甚至拉弧烧坏。水接头有空心导线并成一排减少焊缝，也有四排空实心导线直接焊接的。定子线棒装配中，定子连接线在线棒内冷时，也要采用空心导线氢内冷或水内冷，其布置既要简单并要考虑各位置连接线合成电流漏磁最小，以防止局部过热。连接线的固定，特别是大容量发电机出线接头的固定很重要，要防止运行中振动大，接头疲劳断裂。氢冷发电机定子连接线与出线要弹性连接，以满足出线处的密封要求。定子线棒端部固有振动的整体频率（椭圆振形）、鼻端接头的频率及各连接线的频率都要避开工频及其倍频，防止振动大松动及磨损或断裂，最后烧坏。定子出线，空冷发电机大都采用绝缘模压成型，氢冷发电机则采用瓷套管。出线可用氢冷，也可采用水冷，出线间距离要考虑封闭母线需要的尺寸。定子绕组水冷时，水路连接，小容量发电机一般一个线圈一路，进出水都在一端，中大容量发电机则半个线圈或每根线棒一路，一边进水，一边出水，都通过绝缘水管接至总进水管再与外部水系统管道连接，进出水管布置要考虑断水时，水不会流失，并有出气孔保证充满，还要有反冲洗管路及排污管以便检修及发生堵塞时将污物排出机外。定子绝缘水管一般采用聚四氟乙烯管，接头采用轧紧式。定子绕组氢内冷时，一般是一端进一端出，再由机内风扇通风。定子绕组端部结构及定子绕组端部水电接头结构分别见图5.1-7及图5.1-8。

### 2.2.5 转子本体（铁芯）结构

转子本体（铁芯）是主磁通在转子的主要回路，转子上开有槽，安放转子绕组，通直流电流后即产生磁场，转子磁场对转子没有交变，没有铁耗。转子本体（中心孔）、转子槽楔及齿根要考虑能承受转子运行中及超速时，转子绕组及槽楔、转子齿引起的离心力。转子轴颈及轴头要考虑发电机定子出线端突然短路时引起的扭应力，转子轴柄及轴颈还要考虑承受转子挠度引起的高周疲劳，转子本体在护环热套处要考虑承受因开停机引起的低周疲劳不被损坏。转子一般采用导磁性能好、机械性能好的低合金钢整体锻件。因是整体锻件，中心部件较难锻透，加工中心孔，既可除去薄弱部分，热处理时，温度也较均匀，但中心孔处应力较大，随着冶炼、锻造及热处理技术的进步，现在已可制造无中心孔转子，但要保证超声波探伤合格，否则仍要开中心孔。转子有中心孔时一般用磁性棒填充，一方面增加导磁面积，一方面也可减少因中心孔不同心引起的振动。二极发电机转子X、

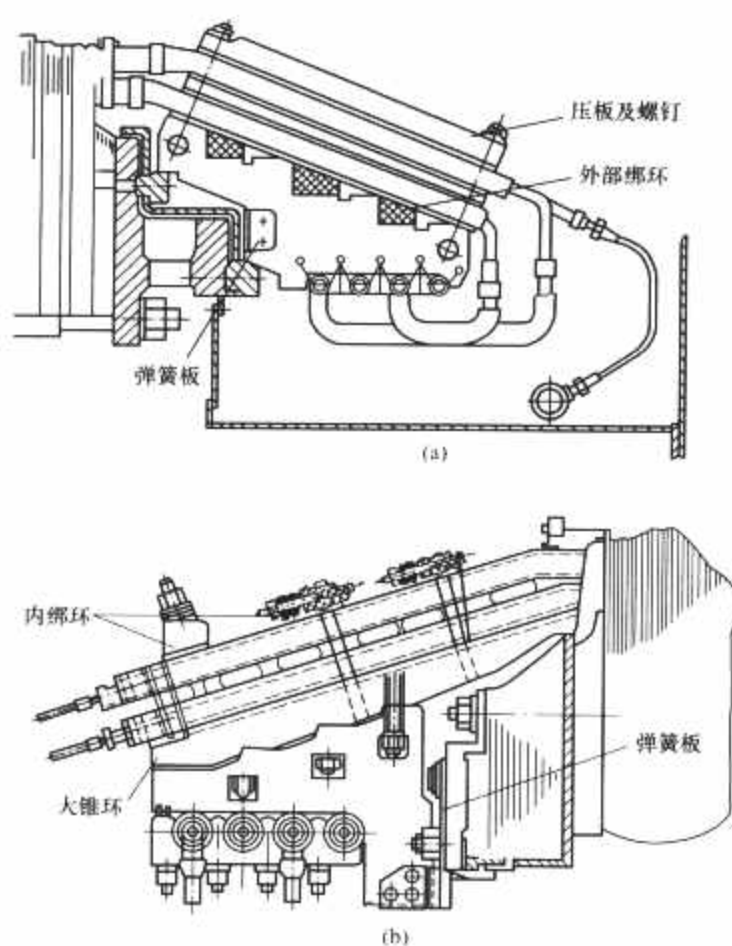


图 5.1-7 定子绕组端部结构  
(a) 轴向可伸缩压板及螺钉固定结构；(b) 轴向可伸缩外有大锥环内有绑环结构

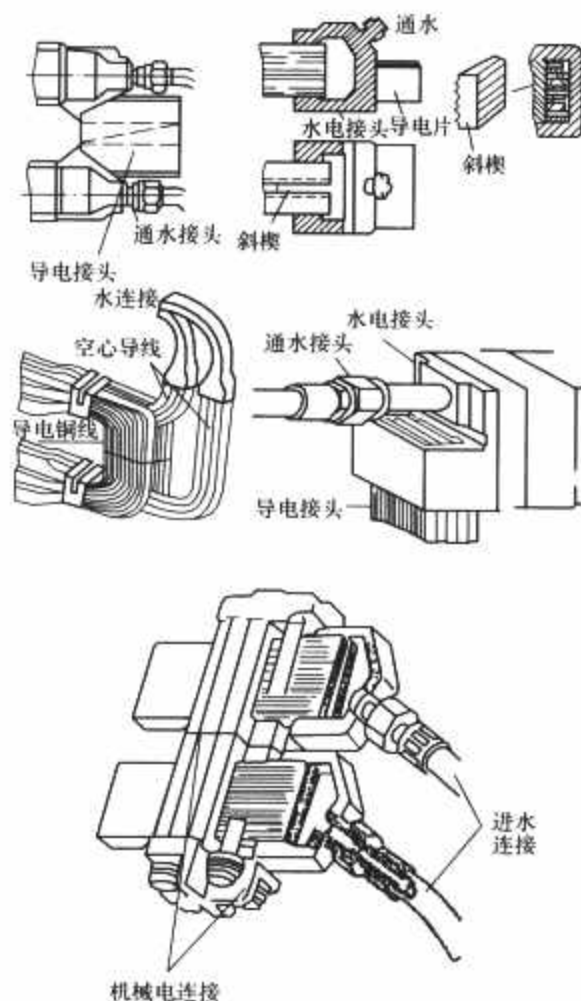


图 5.1-8 定子绕组端部水电接头结构

Y二轴线开槽不对称，二轴线刚度不同，挠度也不同，在运行中将产生2倍工频的倍频振动。一般125MW以下发电机转子，轴承中心距较小，总体刚度较大，额定转速运行中，轴承座振倍频双幅小于10 μm时，将不影响其通频振动小于30 μm。但200MW及300MW发电机转子，X、Y二轴线挠度差加大，一般在转子极心（大齿）开横向槽，以均匀二轴



线刚度,减小转子运行中倍频振动,减小转子振动。转子开横向槽以后,将影响发电机承受三相不平衡负荷及事故下非全相运行能力,这时在横向槽两端头,转子分段槽楔与转子接触处,要发热,如过热将萌生裂纹。一般在大齿极心加装阻尼铜排及分段处电连接,并在转子两端及护环采取措施形成回路。转子槽楔材料及尺寸,既要考虑在运行中要承受的离心力,还要考虑在三相不平衡负荷及非全相运行事故下,发热方面的短时承受能力。发电机转子、护环、中心环结构及转子阻尼绕组分别见图 5.1-9~图 5.1-11。

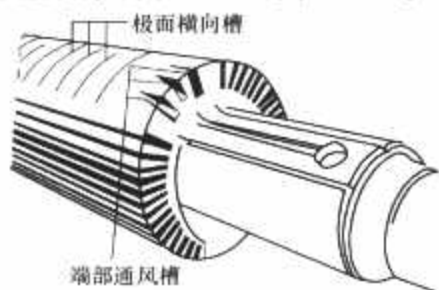


图 5.1-9 嵌线前发电机转子



图 5.1-10 发电机转子护环、中心环  
(a) 悬挂式; (b) 刚性固定

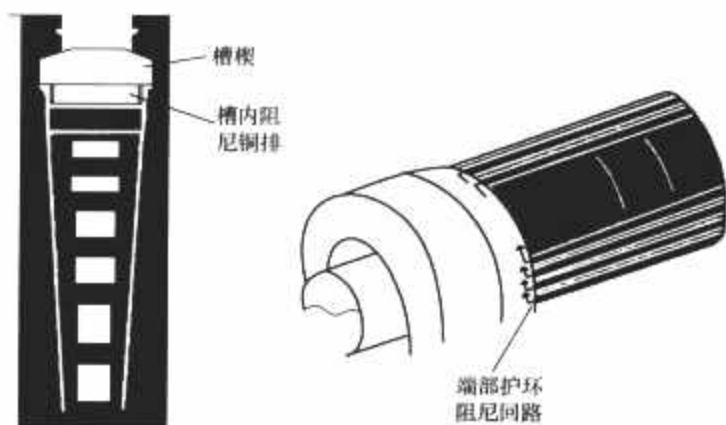


图 5.1-11 转子阻尼绕组

## 2.2.6 转子绕组及装配和护环、中心环及励磁引线

转子绕组在运行中要通直流电以产生磁场,绕组对地及匝间要绝缘,直流电在转子绕组中产生的损耗及发热需要冷却,转子绕组因冷却方式不同,将有不同结构。小容量发电机采用表面冷却时,转子绕组用薄的扁铜排边绕成,既便于下线,相同安匝磁动势时,励磁电流也较小。中大容量发电机采用内冷时,可采用空内冷或水内冷、氢内冷。采用水内冷时,转子绕组采用外方内圆或外方内圆空心铜线,并尽可能采用整根绕制以减少焊接头,电路串联、水路并联,一般一个线圈一路,再经不锈钢引水管(弯脚)接至转子绝缘水管至进水箱,至进水管及进、出水支座,与机外水系统连接。国际上也有不用引水管(弯脚)的,由转子线圈接头与绝缘水管直接连接。引水管在大容量机悬挂式护环结构时,既要承受转子挠度引起的高周疲劳,还要承受多次开停机引起的低周疲劳,设计上要采取措施减小这两种疲劳应力,空心铜线与不锈钢引水管属异金属焊接并有一定难度;不用引水管(弯脚)时,可避开这些问题,但要中心环兼做出水箱,结构复杂。水内冷转子绕组空心铜线及不锈钢引水管都要能承受高水压不漏水。我国水内冷转子采用的从中心

孔进水,出水箱出水孔出水的水系统有自水泵作用,采用中心孔进水的转子水内冷系统,没有自水泵作用,需要外加较高水压水泵。空冷及氢冷转子绕组一般采用含银铜排,以提高其热态强度防止运行中变形。采用气体、空气或氢气内冷的槽内部分,可采用转子槽底副槽进风,经铜线通风孔径向出风的副槽通风系统或在槽楔上有进出风孔,转子铜线上有斜进出风道的气隙取气斜流通风系统,及转子绕组采用空心铜线,由轴向两端部进风、中部出风的轴向径向通风系统。端部则都采用空心铜线,在绕组两端转角处进风,分别从端部绕组直线部分及中部出风的两路通风系统。采用空心铜线的轴向径向通风系统,需要高压风扇,风扇损耗较大,但可与定子铁芯轴向通风匹配。

转子护环及中心环保护转子绕组端部,并承受其离心力。转子护环一般采用反磁钢以减少端部漏磁及因此引起的损耗。小容量发电机护环、中心环,一端与转子本体热套,一端热套于转子轴柄上,是刚性固定护环。中大容量发电机,转子挠度加大,运行中将在中心环与轴柄热套面产生微动,最后磨损,一般采用一端与转子本体热套,中心环端悬挂的悬挂式护环,以防止原中心环与轴柄间的微动磨损。转子绕组水内冷时,保护转子绝缘水管可采用小护环或在轴柄开槽固定。

转子绕组励磁引线在有集电环机组,小容量时,一般在转子表面开槽,引至集电环与集电环连接,滑环通过绝缘筒热套在转子轴承挡内,励磁引线可以装在滑环槽内垫紧,也可以经过连接件与滑环用螺钉连接。大容量发电机为缩短转子轴承间跨距,减小集电环外径,减小转子挠度,减小振动及轴柄弯曲应力,减少集电环发热,一般将滑环装在转子轴承挡外,滑环表面线速度不超过 70m/s,这时励磁引线通过径向导电螺钉接至中心孔引线。水内冷发电机转子滑环端中心孔内要安装进水管,这时采用中心孔外的偏心孔将励磁引线引至轴承挡外,励磁引线及与绕组的连接要考虑挠性,防止多次开停机中低周疲劳损坏。水冷发电机转子励磁引线采用偏心孔引出的结构,对涡流式测振将产生虚假的倍频振动,这时采用机械接触式测振,以保证准确。西门子公司生产的发电机,励磁引线采用同心圆结构方式,就没有虚假的倍频振动现象。转子绕组励磁引线及连接,水冷转子绕组,绝缘水管接头和转子绕组引水弯脚及转子绕组槽部通风结构分别见图 5.1-12~图 5.1-15。

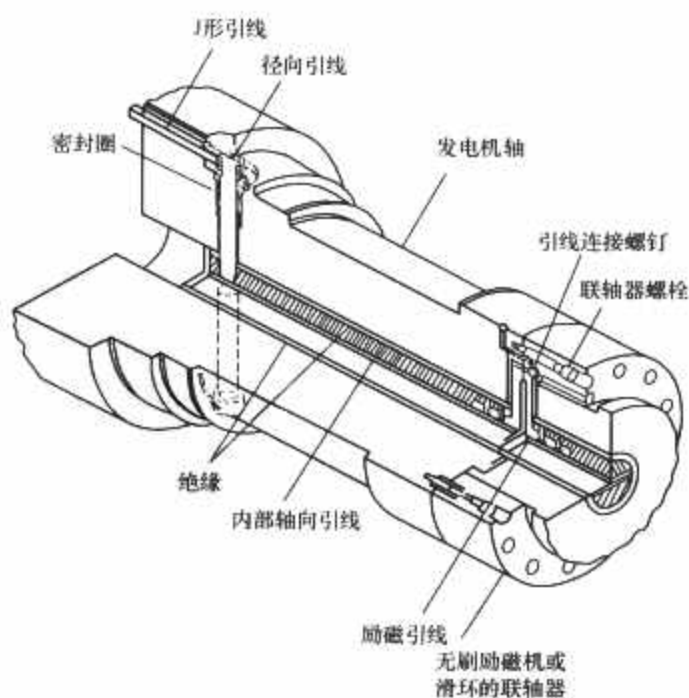


图 5.1-12 转子绕组励磁引线及连接



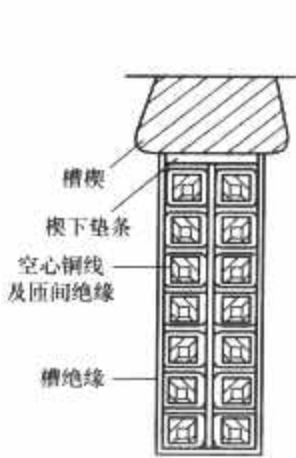


图 5.1-13 水冷转子线图

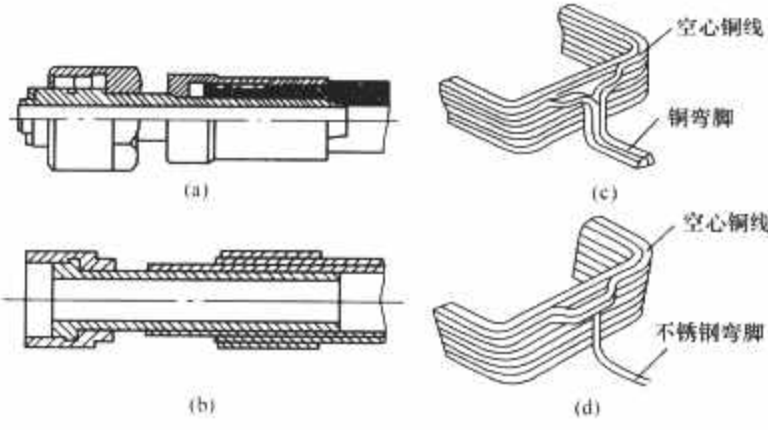


图 5.1-14 绝缘水管接头和转子绕组引水弯脚  
(a) 压紧式绝缘水管接头；(b) 钢丝编织绝缘水管接头；  
(c) 水冷转子绕组铜弯脚；(d) 水冷转子绕组不锈钢弯脚

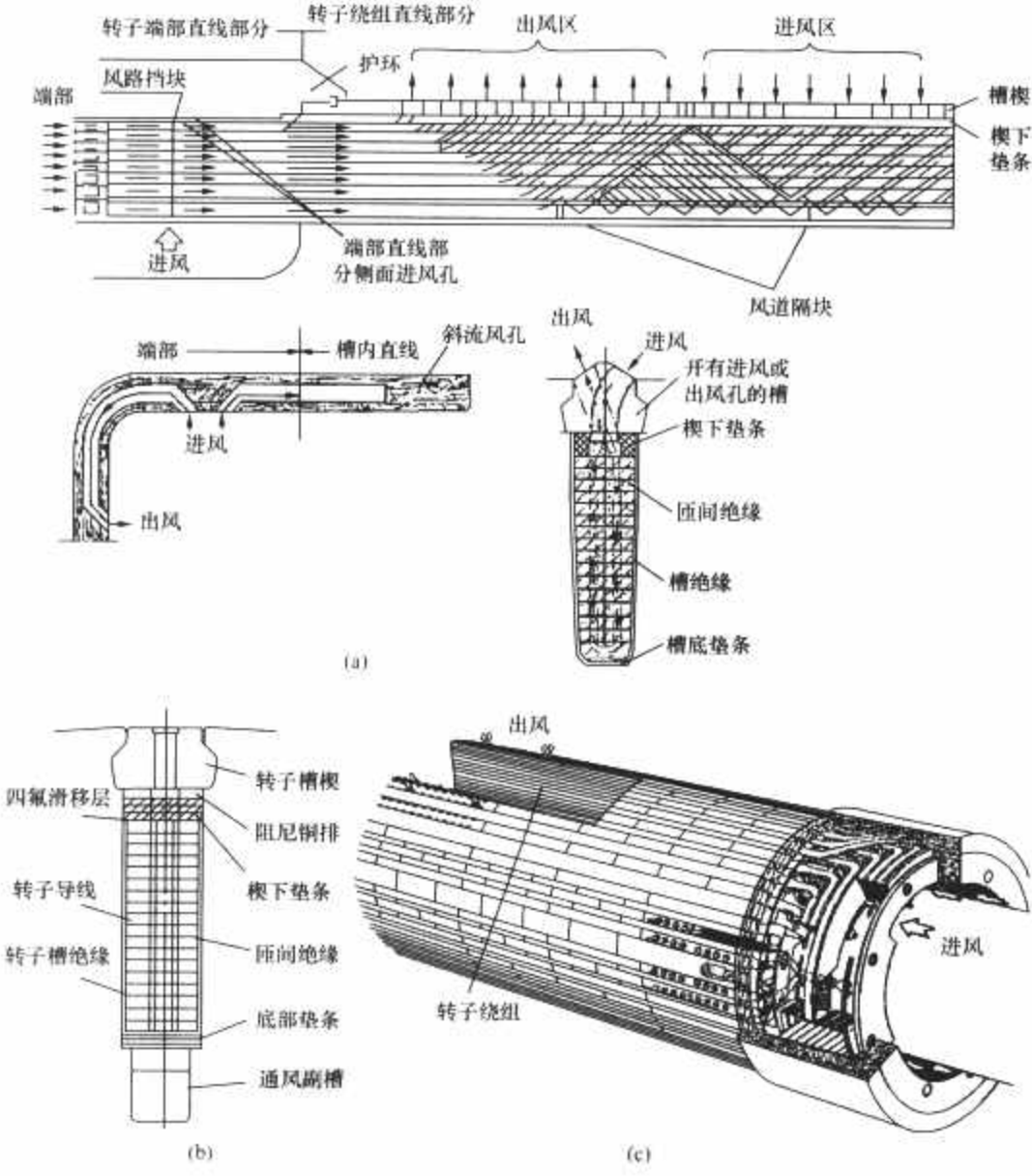


图 5.1-15 转子绕组槽部通风结构  
(a) 气隙取气斜流通风；(b) 副槽通风；(c) 轴向径向通风

2.2.7 端盖及轴承或端盖轴承

发电机定子两端有端盖或端罩保护，定子绕组端部并装有导风板做成风扇进出风室。中小容量发电机短机座时，端盖有内端盖及外端盖，大容量发电机分段机座时，冷却器就安装在端罩上。中小容量空冷发电机一般设计成座式轴承，端盖结构简单，氢冷及大容量发电机为了减少密封面及缩短轴承跨距，减小转子挠度做成端盖轴承。轴承在端盖上，端盖与机座机械连接，要求端盖有一定刚度，保证轴承

座振、轴振都达到一定要求。励磁机端端盖轴承距定子绕组连接线很近，还要受到其电磁影响，有的产品为了防止连接线漏磁引起轴瓦发热，还在励磁机侧端盖轴承外加装铜屏蔽防止发热。氢冷发电机密封瓦也装在端盖上。轴承是转子的支承，它的结构将影响到转子运行的稳定性，发电机轴承一般是压力油循环滑动轴承，一般有圆柱瓦、椭圆瓦及分块瓦（可倾瓦）三种。小容量发电机一般采用圆柱瓦，但在中分面开出油沟，大容量发电机则采用椭圆瓦，一般侧隙为顶隙

的2倍,或椭圆比为0.5。发电机一阶临界转速较低时,要防止运行中油膜振荡,轴承振动大。运行中油膜振荡时,振动频率是转子一阶临界转速频率,在2倍转子一阶转速以上发生。大尺寸椭圆瓦,在下瓦中部有时还开减振沟。大容量发电机为了便于启动,在下瓦开有顶油孔,在启动前先有高压油瞬间顶起转子。分块瓦理论上不易发生油膜振荡,但其结构加工复杂,需油量大,损耗也大,与椭圆瓦比较,有时相差一倍以上。轴瓦与轴瓦壳间隙要求在运行中不影响振动,有的设计冷态有过盈,有的有间隙,认为运行发热后要胀出。轴承进油有的与转向一致,先进上瓦再到下瓦,可加热油;有的冷油先进入下瓦,增加支承能力。为了减少摩擦,轴瓦与转子接触面一般都采用低熔点软合金,结合面也有开鸽尾槽与不开两种。不开鸽尾槽时,便于超声波检查;开鸽尾槽时,一般用浸煤油方法,检查接合面是否有脱壳。端盖、轴承及油密封见图5.1-16。

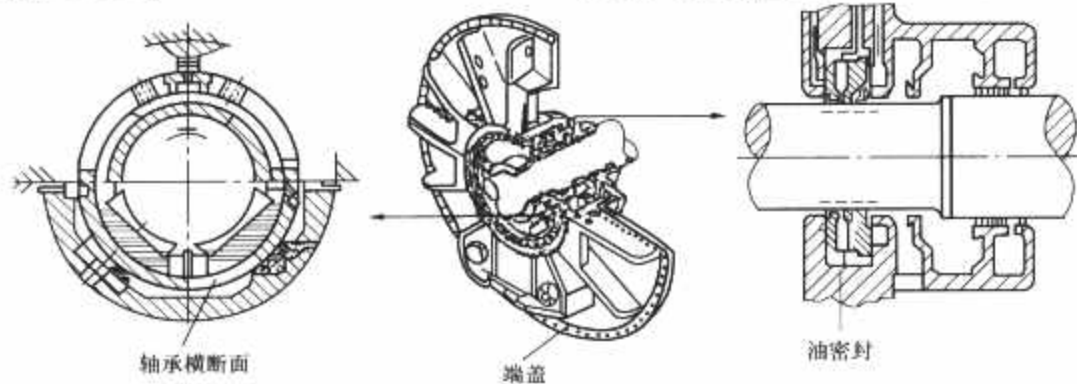


图 5.1-16 端盖、轴承及油密封

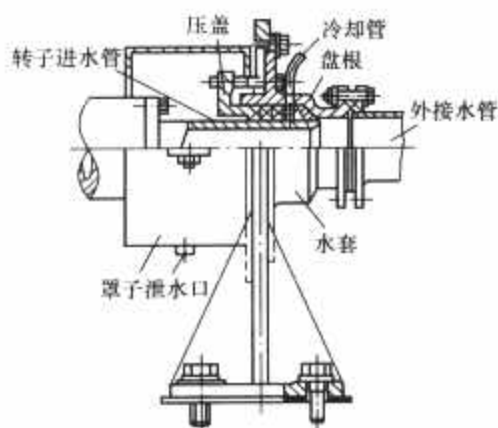


图 5.1-17 水冷转子进水装置

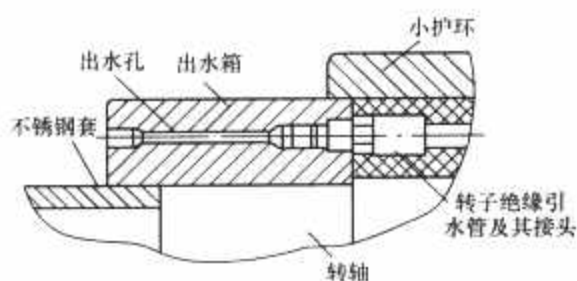


图 5.1-19 水冷转子出水箱装配

## 2.2.8 转子绕组水内冷的结构

转子绕组水内冷水路,从进水支座进水,经中心孔内进水管至进水箱、进水绝缘水管、引水管(弯脚)进入转子铜线;再经出水引水管、绝缘水管至出水箱出水孔到出水支座,引至机外。转子一个线圈一路,也有采用半个线圈一路或每匝一路的。每匝一路的转子水量大,但焊接接头多,国际上已用于4极的水冷发电机。出水支座出水方向要与转向一致,防止排水不畅漏水,进水箱一般采用装配式,可拆开清洁,防止堵塞。绝缘水管采用外层钢丝补强,内层采用聚四氟乙烯的绝缘水管,接头采用轧紧式。我国机外的水经过进水支座内,用水冷却的滑动盘根结构,进入旋转的转子,为防止磨碎的盘根进入转子水路引起堵塞,在盘根的受压面,采用强度较好的聚四氟乙烯板。国际上进水也有采用迷宫式结构的,这种结构尺寸较长,漏水量也较大。水冷转子进出水有关结构见图5.1-17~图5.1-20。

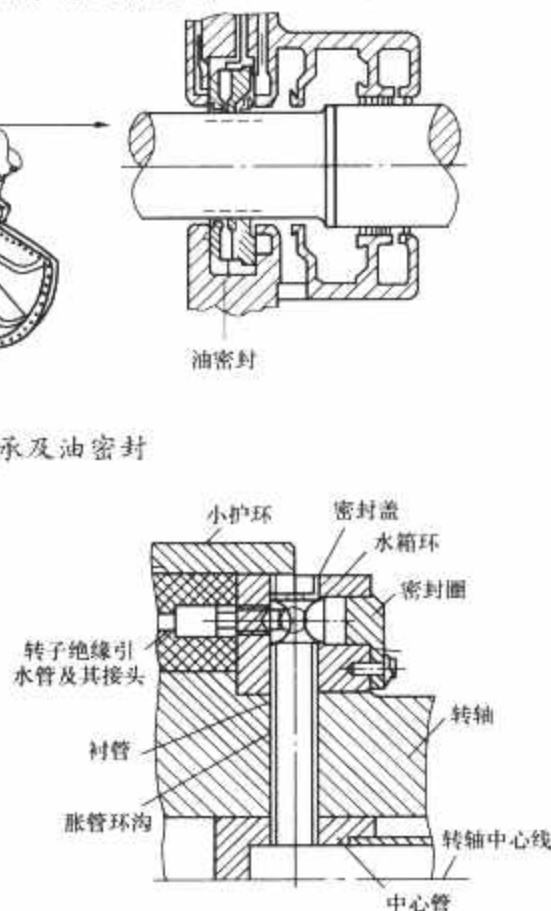


图 5.1-18 水冷转子进水箱装配

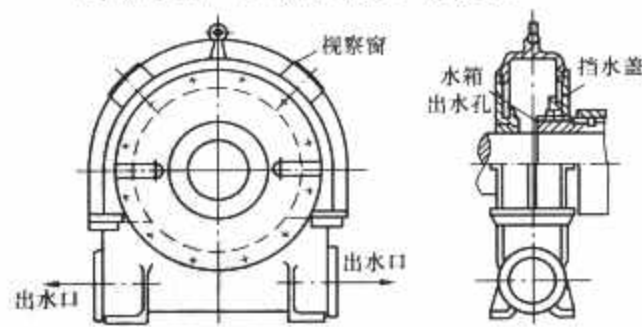


图 5.1-20 水冷转子出水装置

## 2.2.9 氢冷发电机密封结构

氢冷发电机密封有静止平面间密封及转动平面间密封。静止平面间密封,我国目前已用于机座端盖平面,依靠平面粗糙度、精度及密封胶密封,但在端盖中分面、出线室密封面仍用密封垫。转动平面间密封大多为单流环式及双流环式两种,都是浮动式。单流环式系统简单有真空箱及真空泵,抽吸水气及杂质后,容易保证氢纯度,但补氢量较大。双流环式有氢侧油及空侧油两相对独立油系统,一般漏氢量较小,备用油路也多,但长期运行后,平衡阀老化,较难达到

高的氢纯度。上海石洞口二电厂 ABB 公司生产的 600MW 发电机是原 BBC 公司的技术,采用三流环密封。

## 2.2.10 其他

发电机按其运行中主要发热零部件,定、转子绕组及铁芯等采用的冷却,有空冷、氢冷、水氢氢冷,定、转子绕组双水内冷,定子铁芯空冷、水冷、氢冷及油冷等几个品种。按其配套的电站又有蒸汽电站、燃气电站及核电站三种。这些品种之间有些结构虽有不同,但其基本结构还是与蒸汽电站的空冷、氢冷或水冷发电机相似。核电站对设备质量要求

较严。燃气电站用发电机在机组启动中作电动机增速启动,如9E,每年启动次数达到500次,联合循环单轴机组的发电机为燃气轮机与汽轮机两端传动(西门子与阿尔斯通公司的燃气—蒸汽联合循环单轴系统是燃气轮机与发电机有联轴器,汽轮机经过“三S”联轴器连接发电机),各有其特点。在设计及制造中应考虑。

### 3 基本技术规格、性能要求

#### 3.1 基本技术规格

##### 3.1.1 功率与视在功率

功率与视在功率单位分别为kW(千瓦)与kVA(千伏安),也可用MW(兆瓦)与MVA(兆伏安)表示。与驱动汽轮机匹配的功率单位为kW或MW,又称有功功率。

##### 3.1.2 频率

发电机发出的交流电压及负荷电流的频率,单位为Hz(赫)即每秒周数。目前国际上交流电频率主要有50Hz及60Hz两种,我国、欧洲各国及俄罗斯等国家交流电采用的频率是50Hz,美国及日本等国采用60Hz。

##### 3.1.3 转速

转速单位为r/min,目前百万千瓦级容量以下,交流电频率为50Hz的转速一般为3000r/min,频率为60Hz的则为3600r/min(磁极为2极)。更大容量时,由于各种因素的影响,50Hz及60Hz频率时,转速则为1500r/min及1800r/min(磁极为4极)。

##### 3.1.4 电压

一般发电机定子绕组电压或电枢电压是线电压,单位为V(伏)或kV(千伏)。小容量发电机直接配电时可为400V,出线通过变压器送配电时,则可为3150V~27kV。大容量发电机选用较高电压,可减小定子绕组及出线电流,对减少定子绕组电动力、损耗,电厂出线母排材料及主断路器电流都是有利的,但要制造高电压定子线棒及绕组。

##### 3.1.5 功率因数

发电机(定子绕组)出线的端电压与负荷电流两相量间夹角( $\varphi$ )的余弦( $\cos\varphi$ )即功率因数。视在功率、有功功率、无功功率、功率因数之间的关系为

视在功率(单位:kVA或MVA) $\times$ 功率因数 $\cos\varphi$ =有功功率(单位:kW或MW)

视在功率(单位:kVA或MVA) $\times \sin\varphi$ =无功功率(单位:kvar或Mvar)

发电机发出的电能一般多经交流电动机拖动其他机械。电动机的原理是通电流的导线在旋转磁场中,可将电能转换为机械能,其他交流电器则是将电能转换为热能、光能、声能等。交流电动机或电器产生磁场就需要发电机的无功功率。发电机安装在负荷中心或受电端时,一般功率因数采用0.8或更低;安装在送电端,则采用0.9。如35.3万kVA或353MVA容量的发电机,功率因数为0.85时( $\varphi$ 约31.8°),即可发出30万kW或300MW有功功率( $353\text{MVA} \times \cos 31.8^\circ$ )及18.6万kvar或186Mvar无功功率( $353\text{MVA} \times \sin 31.8^\circ$ )。

##### 3.1.6 冷却形式

发电机定、转子绕组,铁芯等采用的冷却介质(空气、氢气或水)及冷却方式(表面冷却或内冷)将影响其设计的电磁负荷、性能、材料消耗、有关结构及配套系统。如6~25MW小容量的发电机一般采用空气表面冷却或外冷。巨型1000MW发电机,则其定子绕组为水内冷,转子绕组为氢内冷,铁芯及端部结构件则为氢冷,氢压为0.5MPa(约

5个大气压),简称水氢氢冷。两者电磁负荷、结构设计、配套的系统都不相同。小容量发电机采用空冷,结构及冷却系统简单,运行及检修方便,性能及材料消耗指标也能达到一般要求。600MW容量及以上发电机,一般采用水氢氢冷,冷却较好,发电机性能较高,运行裕度也较大。200~500MW发电机,目前国际上采用氢冷、水氢冷、双水内冷、三水冷及空冷,各有特点,将由用户(业主)考虑选择。

##### 3.1.7 最大运输质量及尺寸

一般公路及铁路运输,特别是工业不发达国家及地区其桥梁、山洞等对运输件的质量及尺寸都有限制,这将影响发电机定子机座、端盖的结构设计,甚至主要尺寸对中大容量发电机也是一个重要的技术规格。

##### 3.1.8 励磁方式

导电的线圈在磁场中切割磁通可发出电来,发电机发电时需要有磁场,现在一般用直流电产生磁场,因此励磁电源可用同轴直流励磁机,同轴交流励磁机经硅元件整流,或从发电机发出的电,经过励磁变压器及晶闸管整流供给。交流励磁机经硅元件整流可采用静止或旋转整流元件,采用旋转元件的又称无刷励磁,这时可取消滑环电刷。

#### 3.2 性能要求

##### 3.2.1 合同额定工况下的性能要求

发电机容量、转速、功率因数、定子电压及电流、频率、冷却介质进风、进水温度及氢压等符合合同额定数据时的性能要求叙述如下。

###### 3.2.1.1 效率

(发电机发出的合同额定有功功率)/(合同额定有功功率+损耗),即发电机合同额定工况下的效率(此公式未考虑静态励磁方式的净出力,未包括励磁变压器与整流柜中含有谐波所致的损耗),如效率为90%,即90%的机械能转换为电能,还有10%机械能转化为发电机转换能量中的损耗。发电机发电时,定、转子绕组铜线内直流电阻产生的损耗是铜耗,定子铁芯内主磁通产生的损耗是铁耗,转子转动及通风冷却用风扇产生的损耗和支承转子的轴承中产生的损耗是机械损耗,定子绕组,定、转子铁芯及端部结构中各方面漏磁产生的损耗是附加损耗。损耗的单位也是kW(千瓦),一般以发热的形式表现出来,同一驱动机匹配高效率发电机就可多发出电来。

###### 3.2.1.2 短路比

(建立定子空载额定电压的转子电流)/(产生定子短路额定电流的转子电流),即是发电机的短路比。其数值越大说明发电机定子电流或负荷电流变化对定子额定电压的影响越小,或发电机短路比数值大小将影响发电机运行中定子电压的变化,将影响定子电流或负荷电流,因此会影响发电机运行中的稳定性。随着快速自动励磁调节技术的进步,其影响已不大。要设计达到大的短路比,一般要多消耗材料。

###### 3.2.1.3 振动

发电机运行中,定、转子振动大小,将影响到机组及其基础的使用安全性及使用寿命。小容量发电机仅对转子轴承座振考核,大容量发电机对转子轴承座振及轴振都要考核。对定子机座振动也要考核,要求不影响基础。大容量发电机为了防止定子绕组绝缘磨损,对定子绕组端部及接头振动也有要求。

###### 3.2.1.4 温升

发电机是带电的电器,其绕组对地、铁芯硅钢片间、滑环对地都有绝缘,以保证正常运行及巡检人员的安全。发电



机运行中允许使用温度与上述零部件所用绝缘材料的耐温等级有关,运行中能否达到合同额定容量与设计采用的电磁负荷、通风冷却设计及结构都有关。运行中发电机绕组及铁芯达到的温度与采用的绝缘材料或合同规定温度比较,是否超过或有合理裕度是考核发电机能否达到额定工况的重要性能。

### 3.2.1.5 绝缘性能

发电机定、转子绕组都是带电的,为了保证运行正常及巡检人员安全,绕组都有绝缘,其绝缘性能根据运行中的电压都有考核标准。一般是对绕组对地及相间绝缘进行耐电压试验,试验电压数值、时间及三相泄漏电流的不平衡度达不到有关标准要求就不能投运;对定、转子绕组匝间绝缘也要根据有关标准或合同进行试验,以保证投运后无匝间短路,防止烧坏或振动。

### 3.2.1.6 冷却介质要求

采用水冷或氢冷时,不允许漏水或漏氢。对氢气在保证安全纯度下,日补氢量也要不超过合同或有关标准。

### 3.2.1.7 可靠性及使用寿命

对一个产品的评价,除去其运行性能以外,还有可靠性及使用寿命,特别是大容量发电机,停电一天,造成的国民经济损失是很大的。国际上对发电机运行可靠性的考核有许多指标,但最主要的是年可用率及年强迫停运率。一般规定,年可用率是该设备每年可用小时与统计小时之比。等效年可用率还要包括发电机降低出力的情况。检修包括计划检修,不是可用小时,这种考核包括了检修的影响。可用率计算中,每年统计小时(一年365天8760h)是不变的,机组在备用状态不运行也是可用小时。年强迫停运率是该设备每年运行中非计划强迫停运小时与运行小时加强迫停运小时之比,等效年强迫停运率则还要包括非计划降低出力情况,年强迫停运率计算中,运行小时则与电网调度有关,运行小时越少,非计划强迫停运小时所占比例就越大。有的国家年可用率计算,是运行小时与运行小时加强迫停机小时之比,这样未考虑计划检修影响,可用率数值较高。我国国家标准设计使用寿命应不小于30年,投运第一年检修后,大修间隔期4年,有的已达到6年,国际上一般是6年。目前,国际上采用的先进管理模式是状态检修。

### 3.2.1.8 噪声

我国标准规定噪声小于声压级92dBA,但招标时要求均是水平距发电机1m、高度距发电机1.2m处噪声85dBA。

## 3.2.2 非额定工况下的性能要求

### 3.2.2.1 最大连续容量

发电机要与驱动汽轮机匹配,汽轮机的最大连续容量一般是额定容量的105%,并要求发电机功率因数、冷却介质进风及进水、温度及氢压等与额定工况时相同。

### 3.2.2.2 允许(定子)额定电压及频率的差

一般要求额定电压 $\pm 5\%$ ,或额定频率 $\pm 2\%$ 时能达到额定容量。有时电压达到110%额定电压或频率达到额定频率 $+3\%$ 、 $-5\%$ 也要求连续运行,但可降低容量,使绕组及铁芯温度(温升)不超过合同规定,常以电压及频率运行范围图来说明。

### 3.2.2.3 允许的不平衡负荷

允许的不平衡负荷即运行中定子绕组电流允许的不平衡度。三相不平衡电流可用对称分量法分解为三相正序(与原电流同转向)、三相负序(与原电流逆转向)及零序分量三个电流的叠加。负序电流一般不大,但在转子表面将产生2倍工频的感应电流引起发热。国际上允许的不平衡负荷以允

许的负序电流( $I_2$ )为额定电流 $I_N$ 的百分数来表示,一般要求稳态(连续运行)时 $I_2$ 为 $(5\% \sim 10\%) I_N$ 或 $(0.05 \sim 0.1) I_N$ ,暂态(事故短时下)时 $I_2 t$ 为 $5 \sim 15s$ 。若稳态时 $I_2$ 为 $10\%$ ,约相当于定子三相不平衡电流约 $30\% I_N$ 。

### 3.2.2.4 强励要求及允许的短时过负荷

为了在电网事故下,减少对供电的影响,一般都要求对运行中的发电机短时进行快速强励,强励到1.8~2倍额定励磁电流,时间10~20s。小机组数值大些,大机组数值小些。这将引起短时过负荷,国际上允许的短时过负荷见表5.1-1。

表 5.1-1 定、转子允许短时过负荷

定子电流 (%)	116	130	154	226
时 间 (s)	120	60	30	10
转子电压 (%)	112	125	146	208
时 间 (s)	120	60	30	10

在强励速度方面,一般要求达到每秒2倍额定值。高起始反应强励则要求0.1s内达到强励顶值电压的95%,认为这样强励顶值电压要求可低些。

### 3.2.2.5 允许的突然短路

我国标准,发电机在额定负荷和1.05倍额定电压下运行中,应能承受出线端任何形式的突然短路,不发生导致立即停机的有害变形,但短路后要安排检查及处理发生的松弛、变形及局部过热。

### 3.2.2.6 允许的误同期及单相重合闸

我国标准,发电机应能承受高压线路事故下的单相重合闸,不影响其使用可靠性。发电机在保证寿命期间能承受相角是 $180^\circ$ 、误同期5次或 $120^\circ$ 、误同期2次。

### 3.2.2.7 进相运行

我国标准,发电机在额定功率下,能吸收无功功率,功率因数达到 $\cos\varphi=0.95$ (超前)。

### 3.2.2.8 失磁异步运行

我国标准对表面冷却发电机,在额定电压下,功率可达60%额定有功功率,时间20min;对大型内冷发电机,在额定电压下,功率可达40%额定有功功率,时间15min。

### 3.2.2.9 失步运行

我国标准,在电流和转矩低于三相出口短路的0.6~0.7倍时,允许运行5~20个振荡周。

### 3.2.2.10 断水运行

我国标准,水内冷绕组发电机允许额定容量下断水时间30s。

### 3.2.2.11 调峰性能

要求发电机允许运行中每天调负荷。每日两班制调峰机组在寿命期间允许启停10000次,非两班制调峰机组在寿命期间允许启停3000次。

### 3.2.2.12 电抗数值

除非另有协议,目前我国标准,额定电压饱和程度下的直轴超瞬态电抗( $X_d''$ )不得小于基准电抗的10%或0.1(标么值),以减少发电机出线端突然短路的短路电流。国际上对直轴瞬态电抗( $X_d'$ )有时也有要求,不希望太大,不大于35%~40%或0.35~0.4,以减少对发电机动态性能的影响。

### 3.2.2.13 氢气纯度

氢冷发电机的机内氢气纯度95%时,应能在额定工况

下发出额定功率、计算和测定效率时的氢气纯度应为 98%。

4 标准及代表性产品性能

4.1 性能标准

国际上发电机性能方面的标准，综合的有国际电工协会标准 IEC 60034，专项方面如振动、噪声有国际上标准化协会标准 ISO 7919 及 ISO 61680，工业发达国家如美国、德国、日本、英国等也根据国情各有自己的标准，我国也有国家标准（GB 7064 及 GB 755）。大容量发电机均已引进技术，要做到按技术转让方的标准要求，其中环保、安全消防等可按我国的标准进行。有些引进技术标准低于我国 GB 的，需按 GB 做。要贯彻国家采标的要求，发电机的 GB 要向国际标准靠拢，企业为在市场竞争中取得优势，其企业标准要高于 GB。现在国内外产品性能及质量的要求，都以订货合同及有关技术协议为准。

4.1.1 不同冷却形式发电机的产品容量、电压、功率因数及效率

空冷型基本系列及氢冷和水冷型基本系列发电机的产品容量、电压、功率因数及效率分别见表 5.1-2、表 5.1-3。

表 5.1-2 空冷型基本系列				
额定功率 $P_N$ (MW)	额定容量 $S_N$ (MVA)	额定电压 $U_N$ (kV)	额定功率因数 $\cos\varphi$	效率 $\eta$ (规定值) (%)
1.5	1.875	0.4, 3.15, 6.3, 10.5	0.8	94.5
3	3.75	3.15, 6.3, 10.5	0.8	95.3
6	7.5	6.3, 10.5	0.8	96.4
7.5	9.375	6.3, 10.5	0.8	96.4
12	15	6.3, 10.5	0.8	97.0
15	18.75			97.4
25	31.25			
30	37.5	10.5	0.85	98.2
50	62.5			98.4
60	75			
100	117.7	10.5	0.85	98.4
125	147	13.8		
150	176.46	13.8		
200	235.3	15.75	0.85	98.5

表 5.1-3 氢冷和水冷型基本系列				
额定功率 $P_N$ (MW)	额定容量 $S_N$ (MVA)	额定电压 $U_N$ (kV)	额定功率因数 $\cos\varphi$	效率 $\eta$ (规定值) (%)
50	62.5	6.3, 10.5	0.8	98.2
60	75			
100	117.7	10.5, 13.8, 15.75	0.85	98.4
125	147			
200	235.3	15.75	0.85	98.6
300	353	18.20	0.85	98.7
600	666.66	20, 22	0.9	98.8
900	1000	24, 26	0.9	98.9
1000	1111.1	24, 26	0.9	98.9

注 发电机可通过改变功率因数，降低进水温度，提高氢压等来满足汽轮机最大连续功率的要求，总损耗的容差规定值的 +10%；效率指额定为 50Hz 时的规定值；铜耗计算温度原为 75℃，新规定为 90℃。

4.1.2 产品的振动

50MW 及以上的机组要求同时测量轴承座振动限值（速度）、轴振动相对位移限值（峰—峰值）、轴振动绝对位

移限值（峰—峰值）分别见表 5.1-4～表 5.1-6。

表 5.1-4 轴承座振动限值（速度） mm/s		
区域边界	轴 转 速 (r/min)	
	1500 或 1800	3000 或 3600
A~B	2.8	3.8
B~C	5.3	7.5
C~D	8.5	11.8

表 5.1-5 轴振动相对位移限值(峰—峰值) $\mu\text{m}$				
区域边界	轴 转 速 (r/min)			
	1500	1800	3000	3600
A~B	100	90	80	75
B~C	120~200	120~185	120~165	120~150
C~D	200~320	185~290	180~260	180~240

表 5.1-6 轴振动绝对位移限值（峰—峰值） $\mu\text{m}$				
区域边界	轴 转 速 (r/min)			
	1500	1800	3000	3600
A~B	120	110	100	90
B~C	170~240	160~220	150~200	145~180
C~D	265~385	265~350	250~320	245~290

表 5.1-4～表 5.1-6 中，A：振动数值在此范围内的设备可认为是良好的，并可不加限制地运行。B：振动数值在此范围内的设备可以接受作长期运行。C：振动数值落入此范围内，开始报警，请注意安排维修。一般该机器还可以运行一段有限时间，直到有合适机会进行检修为止。振动数值超出 C 时，就瞬时跳闸。

4.1.3 产品绕组及铁芯等的温升

空冷型温升限值、氢气间接冷却的温升限值及氢气和水直接冷却型温度限值分别见表 5.1-7～表 5.1-9。

表 5.1-7 空冷型温升限值		
部 件	测量位置和测量方法	冷却介质为 40℃ 时的 温升限值 (K)
定子绕组	槽内上、下层线圈间 埋置检温计法	85
转子绕组	电阻法	间接冷却：90 直接冷却：75(副槽)， 65(轴向)
定子铁芯	埋置检温计法	80
集电环	温度计法	80
不与绕组 接触的铁芯 及其他部件	这些部件的温升在任何情况下都不应达到使绕组或 邻近的任何部位的绝缘或其他材料有损坏危险的数值	

表 5.1-8 氢气间接冷却的温升限值		
部 件	测量位置和测量方法	冷却介质为 40℃ 时的温升限值 (K)
定子绕组	槽内上、下层线 圈间埋置检温计法	$p$ 为 0.15MPa 及以下时， 85；0.15MPa < $p$ ≤ 0.2MPa 时，80；0.2MPa < $p$ ≤ 0.3MPa 时，78；0.3MPa < $p$ ≤ 0.4MPa 时，73；0.4MPa < $p$ ≤ 0.5MPa 时，70
转子绕组	电阻法	85
定子铁芯	埋置检温计法	80

续表		
部 件	测量位置和测量方法	冷却介质为 40℃ 时的温升限值 (K)
不与绕组接触的铁芯及其他部件	这些部件的温升在任何情况下不应达到使绕组或邻近的任何部位的绝缘或其他材料有损坏危险的数值	
集电环	温度计法	80

注 表中  $p$  为氢气绝对压力。

表 5.1-9 氢气和直接冷却型温度限值

部 件	测量位置和测量方法	冷却方法和冷却介质	温度限值 (℃)
定子绕组	直接冷却有效部分出口处的冷却介质测温计法	水	90
		氢气	110
	槽内上、下层线圈间埋置测温计法	水、氢气	90 <sup>①</sup>
转子绕组	电阻法	氢气直接冷却转子全长上径向出风区数目	1 和 2
			3 和 4
			5~7
			8~14
			14 以上
定子铁芯	埋置测温计法		120

① 定子绕组出水温度不超过 85℃。

4.1.4 产品绝缘性能（绕组耐电压标准）  
交流工频耐压试验值见表 5.1-10。

表 5.1-10 交流工频耐压试验值

发电机部件	试验电压(有效值)
定子绕组	$2U_N+1000V$
励磁绕组	额定励磁电压 500V 以下：10 倍额定励磁电压最低 1500V 额定励磁电压 350V 以下：2 倍额定励磁电压+2800V
励磁绕组主回路内的电器组件	额定励磁电压 350V 及以下：10 倍额定励磁电压最低 1500V 额定励磁电压 350V 以上：2 倍额定励磁电压+2800V

注 在交流耐压试验前，定子绕组在制造厂应进行  $3.5U_N$ 、1min 的直流耐压试验。22kV 以上试验电压数值与用户协议(相当于主绝缘耐冲击试验)。

4.1.5 产品的不平衡负载  
不平衡负载运行限值见表 5.1-11。

表 5.1-11 不平衡负载运行限值

发电机形式		连续运行时的 $I_2/I_N$ 最大值	故障运行时的 $(I_2/I_N)^2t$ 最大值 (s)
间接冷却的转子	空冷	0.1	15
	氢冷	0.1	10
直接冷却的转子	$S \leq 350MVA$	0.08	8
	$350 < S \leq 900MVA$	$0.08 - (S_N - 350)/(3 \times 10^4)$	$8 - 0.00545(S_N - 350)$
	$900 < S \leq 1250MVA$	同上	5
	$1250 < S \leq 1600MVA$	0.05	5

注  $S$  为转子容量； $S_N$  为额定容量，MVA。

4.1.6 其他

- (1) 短路比数值。短路比不小于 0.4 ( $P_N \leq 200MW$ ) 或不小于 0.45 ( $P_N \geq 200MW$ )，目前一般要求 0.5。
- (2) 定、转子绝缘。应采用 B 级以上耐热等级绝缘材料，目前采用 F 级，但按 B 级允许温度使用考核，以增加绝缘使用寿命。
- (3) 定子电压波形正弦畸变率应不超过 5%。
- (4) 定子电压、电流谐波因数应不超过 5%。

4.2 其他标准及代表性产品性能

4.2.1 超速转速

转子应耐受 1.2 倍额定转速的超速，对 50Hz 历时 2min，对 60Hz 历时 1min。

4.2.2 转子临界转速

转子临界转速值应避开额定转速的 90%~110%，及不因临界转速引起不良振动。

4.2.3 定子短时升高电压

允许定子短时升高电压，或额定励磁电流下的定子电压，但不超过 1.3 倍定子额定电压 1min。

4.2.4 定子绕组三相直流电阻的偏差

在排除由于引线（极间）长度不同而引起的误差后，不应超过其最小值的 1.5%。

4.2.5 轴承出油及轴瓦温度

在额定条件运行中轴承出油及轴瓦温度应不超过合同规定或所用轴承油及轴瓦材料允许温度，并因此不引起振动超过前述规定。一般大容量的发电机轴承出油油温不大于 70℃，轴瓦温度不大于 90℃。

4.2.6 氢冷发电机定子机座端盖承受压力

氢冷发电机定子机座端盖承受压力应能承受机内氢爆的初始压力，并耐受水压试验 0.8MPa (8kg/cm<sup>2</sup>) 表压，历时 15min 不损坏。

4.2.7 氢冷发电机出线

氢冷发电机出线应能承受 0.8MPa 表压及耐受工频、1.5 倍额定电压 1min。

4.2.8 水内冷定子绕组各支路水温差

水内冷定子绕组各相同水支路出水间温差大于 12K 时要检查处理。

4.2.9 轴电流

应采取措施防止有害的轴电流，并将转轴良好接地，额定电压下测量的轴电压一般小于 18V。

4.2.10 轴承绝缘电阻

发电机后轴承及同轴励磁机轴承与底板和油管间，油密封与油管间，进水支座与底板间必须绝缘，绝缘电阻大于 1MΩ。

4.2.11 定子铁芯和机座振动

固有振动频率应避开基频和倍频的±10%以上，一般要求机座振动辐值，双幅小于 20 μm。

4.2.12 定子绕组端部椭圆振型固有振动频率

50Hz 时冷态下  $94Hz \geq f_z \geq 115Hz$ ，一般要求在空载额定电压及短路额定电流时，定子绕组端部接头振动幅值，双幅不大于 100 μm。

4.2.13 50Hz 的代表性产品、性能。

50Hz 的代表性产品、性能见表 5.1-12。





## 第2章 设计

一个产品,特别是新系列的代表产品,其设计一般要经过初步设计、技术设计及施工图设计三个阶段。发电机的初步设计主要是通过初步的电磁计算及机械设计,确定其冷却条件(包括通风系统风路及水路等)、主要尺寸及有关的关键结构,以达到发电机的技术规范及性能要求。由于是系列产品,还要考虑发电机主要零部件的系列性及通用性。如在一定的冷却条件及主要尺寸下,其准备时间长的模具及锻件、定子铁芯硅钢片冲模、定子线棒端部线模及转子、护环等锻件,甚至考虑整个转子通用。电磁设计在确定主要尺寸时,除要达到电气性能要求,还要考虑转子的临界转速,定子铁芯的固有振动频率,转子齿根及槽楔的强度等,最后确定电磁设计方案。技术设计主要是根据确定的电磁方案及有关关键结构,如定子铁芯端部、定子线棒包括换位及装配,转子护环,及励磁系统等,确定主要零部件结构及材料,进行较全面的机械计算、绝缘设计及通风设计,最后完成定子机座,定子铁芯,定子线棒,定、转子绕组,转子的装配及总装配图包括工艺方案。施工图设计则根据确定的初步设计及技术设计完成全部施工图纸包括工艺及工装、模具、刀具设计及有关的技术文件。对重大的产品,一般还要组织有关方面及专家评审,防止以后发生重大问题。电磁及机械计算等,国内外各大公司根据自己的经验、条件及采用的结构,都有自己的设计程序,但一些基本的规律及相互关系还是不变的。结构设计特别是零部件要尽可能考虑通用,做到模块化,以提高设计及生产效率。

### 1 电磁设计要点

发电机的电磁设计,一般是根据产品的技术规范包括冷却条件及性能要求选用合适的电磁负荷,如定子电负荷  $AS_1$ ,即选用定子铁芯内圆单位周长的安培导体数或定子绕组每相匝数,定、转子每匝导线电流密度及定、转子铁芯磁通密度  $B$ ,最后确定定子绕组每相分支路数,定子铁芯硅钢片外径、内径、槽数、槽形,定子铁芯长度,风道数,定、转子铁芯间气隙,转子本体外径、长度、槽数、槽分度数、槽形及定、转子线棒导线规格包括定子硅钢片及转子材料要求等。电磁设计最后计算出发电机空载、短路及满载励磁电流,定子铁耗,定、转子绕组的直流铜耗,附加损耗,机械损耗(包括风摩擦损耗及轴承损耗),得到发电机短路比、效率及温升,还计算出电抗、时间常数等参数。影响发电机性能的因素较多,一般要计算不同方案进行比较,及进行成本分析,最后确定最佳方案及绘制空载特性、短路特性及能力曲线图。

#### 1.1 冷却形式确定

发电机的冷却从冷却方式讲有表面冷却——外冷及直接冷却——内冷,从冷却介质讲有空冷、氢冷、水冷及其组合。虽然,氢内冷及水内冷冷却较好,但小容量发电机,导线尺寸也较小,采用氢内冷或水内冷,与空冷比较,结构复杂,制造维修不便,对设计也不利,一般采用空冷,已能达到各方面要求。我国 200MW 汽轮发电机也已有空冷,并在

开发空冷 300MW 发电机。从性能、材料消耗及运行经验等各方面考虑,300MW 及以上发电机已较少采用空冷,国际上包括我国采用水、氢内冷较多。全氢内冷曾制造到 860MW 发电机,定子绕组采用氢内冷,虽然冷却系统单一,但冷却能力不如水内冷,并需要高压头风扇,结构复杂,一般损耗也大,较少采用。我国定、转子绕组双水内冷,铁芯空冷已制造到 330MW 发电机,与氢内冷比较结构简单,维修方便,正在研发 600MW 发电机。通风系统对定子,一般采用在铁芯长度方向分段进出风,几进几出。铁芯短的,一进二出,二进三出,长的多进多出。氢内冷发电机可采用轴向通风,铁芯无径向风道,对转子则有副槽通风、气隙取气及轴向径向三种。空冷发电机一般采用副槽通风都能达到冷却要求,但定、转子进出风及风扇形式要匹配,风扇风摩擦损耗大小及结构复杂程度都不同。发电机冷却形式一般业主在订货时作为主要技术规范指出。

#### 1.2 定子额定电压及转子励磁电流

定子额定电压是发电机的主要技术规范。定子额定电压降低,对制造定子线棒绝缘及处理定子绝缘方面技术问题有利,但提高定子额定电压可以降低定子额定电流,相应减少电厂出线铜排及主断路器电流、发电机定子槽电流或线棒电动力及定子绕组直流铜耗,对减少电厂出线铜排用铜和定子线棒运行中振动磨损,提高运行可靠性及发电机效率都是有利的。目前除小容量发电机定子电压为 6.3~10.5kV,百万千瓦级发电机定子电压已采用 24~27kV。转子励磁电流减小,可减少集电环电刷运行维护及检修工作量,但转子绕组内冷以后,铜线尺寸大,相同转子槽形及励磁安匝时,匝数较少,特别是氢内冷转子,这就加大了转子励磁电流。小容量发电机励磁电流为几百安,大容量内冷发电机就达到 5kA 以上。从设计及运行维护考虑,总是尽可能减小发电机转子励磁电流。

#### 1.3 电磁负荷及主要尺寸

发电机的容量在一定的技术规范及冷却条件下与其主要尺寸,定子铁芯外径、长度、 $D_0 L_0$  即所用材料参数,电负荷  $AS_1$ ,气隙磁通密度  $B_g$  及转速  $n$  的乘积成正比。如转速不变,容量一定,则电磁负荷选得大些,所用材料,即可减少,或电磁负荷选小,材料就要多用。但电磁负荷选大,将增加损耗,影响温升及效率,还影响其他性能。冷却条件改进,温升可以解决,但损耗还是大,降低了效率。目前大幅度降低铜耗的深冷超导技术( $-273^\circ\text{C}$  时电阻为零)还比较复杂,长期稳定用于大容量发电机上还未成功,优势也不明显;高导磁低损耗导磁材料也未突破。如电磁负荷及所用材料一定,则容量与转速成正比。转速高,发电机可做得小一些,但转速高,机械损耗较大,转子离心力应力也大,受到供应材料性能的限制。定、转子铁芯长度除与选用的电磁负荷等有关,还与采用的冷却介质及通风系统有关。采用氢内冷轴向通风时,铁芯齿及轭部可有通风孔,无径向风道,铁芯可较短。采用空冷时,因为密封性差及空气摩擦较大,一

般不采用在齿及轭部轴向通风，以防堵塞。现在代表性发电机产品容量、冷却形式、定子电压、电磁负荷与主要尺寸、温升及效率间的关系见表 5.2-1。

1.4 绕组每相分支路数及铁芯槽数

定子绕组每相匝数确定后，确定铁芯槽数时，一般都采用双路，如 300MW 发电机定子额定电压 20kV 每相 9 匝时，如采用双路，铁芯槽数即为 54 槽。采用双路对大容量内冷机，可降低槽电流。电动力与电流平方成正比，槽电流减小一半，电动力就减小很多，这对绕组槽部及端部固定都是有利的；槽电流降低，线棒可采用二排铜线结构及减小槽开口，这对降低损耗也是有利的；采用双路对小容量空冷，表面冷却时，可增加一倍散热冷却面积，这对加强冷却也是有利的。采用单路也有优点，可以缩短定子绕组端部长度，增加线棒截面刚度，总的可减少突然短路时端部的变形，及线棒数量少。

1.5 定、转子线规及换位方式

因交变漏磁的影响，定子线棒在槽内及端部，要产生附加损耗，每根导线涡流损耗在槽的高度方向，因所在位置不同而不同，并与股线高度的 4 次方及槽高的平方成比例，大的导线用许多股线组成，股线高度都选得比较小，并要相互绝缘及在槽内及端部换位，以减少涡流损耗及环流损耗，采用两排或四排线。线棒的附加损耗一般有涡流损耗、环流损耗及槽开口引起的损耗。如上所述，实心股线高度，一般采用 2mm 以下，空心股线高度采用 5mm 以下，即壁厚 1.0~1.5mm，孔高 1.5~2mm。对换位，小容量机组因铁芯较短，槽内采用 360°换位，大机组则采用 540°换位。一般小容量机组，不是内冷，不用空心导线，线棒槽内 360°换位后，其涡流损耗包括环流损耗等，约为定子绕组直流铜耗的 5%~8%；大容量内冷机组，导线采用空心与实心铜线组合时，槽内 540°换位后，涡流损耗约为直流铜耗的 15%~20%；槽内 540°换位，端部各 90°换位，认为环流损耗可忽略不计。槽内四排线结构的，槽开口较宽，这一损耗约为直流铜耗的 30%。以上个别设计，也有超过的。转子绕组线规，根据采用的冷却形式，在副槽通风及气隙取气时，槽部采用矩形铜排加工通风孔，采用轴向径向通风时槽部采用有通风孔的成型铜排，一般两根组成一匝，端部则都采用有通风孔的成型铜排，两根组成。在采用水内冷时，我国采用外方内方或外方内圆铜线 12mm×12mm~16.5mm×16.5mm，壁厚约 2.5~5mm，槽内双排布置、国外也有用单排布置、矩形内冷铜线的，但匝数少、电流大、单匝下线、接头多。定子线棒的跨距，一般采用 80%极距，如每极 27 槽即 1~

23 槽。转子槽数与槽分度数之比一般为 0.7，以减少定、转子磁场谐波在定、转子表面引起的损耗。

1.6 定子端部结构

发电机，特别是大容量高电压发电机，定子铁芯及绕组端部结构将影响到其端部损耗、发热、固定及绝缘可靠性。小容量低电压发电机不用内冷，采用电磁负荷较低，一般的结构及材料，固定及绝缘方式能够满足正常使用要求。大容量高电压内冷发电机，定子铁芯端部最好兼用磁（分路）屏蔽（每端厚 110~160mm）及铜（阻尼）屏蔽（每端厚 12~20mm），既减少损耗，又可防止局部过热。国外有的生产厂家生产的发电机及中小容量发电机也有采用铝压板及硅钢件压板的。采用的磁屏蔽及铜屏蔽也要考虑它们的发热及冷却。正常的设计，只用磁屏蔽及铜屏蔽的定子端部损耗相近，如 300MW 发电机比不采用时可降低损耗约 90kW，但有铜屏蔽的定子压圈内圆温度较低。定子绕组端部固定最好不采用金属材料。高电压时，除在线棒采取防晕措施，并在端部将相间距离加大。

1.7 转子阻尼结构

大容量发电机，转子极心一般开有横向槽，以减小运行中倍频振动，转子槽楔也是分段的，这些都影响了其承受不平衡负荷及事故下非全相运行能力，引起表面局部过热。采取的措施是在极心加阻尼铜排并连接起来，在嵌线槽采用整根槽楔或在分段槽楔下加电连接，在端部槽楔采用导电及强度都好的铜合金并镀银，通过护环形成回路，或端部护环内加装短路环，护环转子端内止口肩胛必须保证不与转子本体两端接触，防止在事故时烧伤。采用整根槽楔的在转子横向槽处要采用柔性结构，防止运行中因转子挠度疲劳受力折断；采用阻尼结构的可以减弱非全相运行及非同期合闸事故引起的损坏，但不能防止它们的发生。

1.8 4 极发电机电磁设计特点

4 极隐极发电机电磁设计的特点有：转速降低一半，但直径未相应增加；导磁面积减小，每极槽数较少；转速降低，机械损耗减少；每极导磁面积减少，磁密较大，槽数减少每极匝数也减少，定、转子铜耗都相应增加，损耗的分布也发生变化，为此，有的生产厂家并在转子大齿不对称开槽以降低磁通的饱和改善磁场波形。4 极发电机转子 X、Y 两轴开槽对称，倍频振动不大，一般不开横向槽，因极心也小，一般也无阻尼铜排。

50Hz 代表性发电机产品损耗分布及与结构的关系见表 5.2-2，主要电抗及时间常数见表 5.2-3。

表 5.2-1      50Hz 代表性发电机产品容量、冷却形式、定子电压、电磁负荷与主要尺寸、温升及效率间的关系

种类	额定容量/ 功率因数 及冷却形式		定子电压 (kV)	定子电 负荷 (A/cm)	转子本 体尺寸 (mm)	定子/转子导线 电流密度及冷却形式 (A/mm <sup>2</sup> )		空载/满载 励磁电流 (A)	定子/转子绕组 温升及冷却形式 (K)		效 率 (%)
全速二 极机 (国产)	30MW/0.8	空冷	6.3	713	φ812×2800	3.83/3.06	外冷	138/368	65/76.4	外冷	98
	60MW/0.8		11	881	φ935×2950	2.56/4.1	转子 内冷	319/786	50.5/37	转子 内冷	98.3
	135MW/0.85		13.8	1022	φ1020×4520	2.28/4.5		547/1410	60.5/63.5		98.8
	135MW/0.85	水水 空冷	15.75	1170	φ1000×3500	6.25/8.61	转子 水冷	781/1752	17.5/21.2	转子 水冷	98.4
	300MW/0.85		20	1401	φ1100×5400	7.65/8.01		685/1760	25/25		98.85
	300MW/0.85		水氢 氢冷	20	1401	φ1100×5080	7.65/7.37	转子 氢冷	1030/2540	22.9/40	副槽通风
	600MW/0.9	20		1955	φ1130×6250	9.5/9.3	1460/4110		20/40	气隙取气	98.9~99
	1000MW/0.9	27		2254	φ1250×6730	9.55/12.1	1950/5891		21.2/31	压气机型	99



续表

种类	额定容量/ 功率因数 及冷却形式		定子电压 (kV)	定子电 负荷 (A/cm)	转子本 体尺寸 (mm)	定子/转子导线 电流密度及冷却形式 (A/mm <sup>2</sup> )		空载/满载 励磁电流 (A)	定子/转子绕组 温升及冷却形式 (K)		效率 (%)
半速四 极机 (国外) <sup>(a)</sup>	728MW/0.9	水氢 氢冷	22	2207	φ1709×5800	10/	转子 氢冷	1900/5082	25.7/52.4	副槽 通风	99
	1042MW/0.9		26	2420	φ1830×7950	10.6/6.9		/5700	35/60		99

注 定子铁芯磁通密度一般空载时轭部磁密小于1.5T，齿顶磁密约2T、气隙磁密约1T，上述参数小容量机及空冷机低些，大容量机及氢冷机高些。

表 5.2-2 50Hz 代表性发电机产品损耗分布及与结构的关系

额定功率 及冷却形式 (MW)		定子电压及 铁芯端部结构 (kV)	定子铁耗 (kW)	短路附加损耗及有关结构 (kW)	机械损耗及有关结构 (风摩擦损耗+轴承损耗) (kW)	定子/ 转子铜耗 (kW)	总损耗 (kW)
30	空冷	6.3	130		268.5(螺旋风扇)		635
60		11	204	105	417.7(螺旋风扇)		1045
135		13.8	260	277	660(螺旋风扇)		1635
300	水空冷	20(定子铁 芯端部铜屏 蔽、磁屏蔽)	450	530	1100(螺旋风扇)		约 3500
	水氢冷		367	438	675(螺旋风扇)		约 3000
600	水氢冷	20(磁屏蔽)	580	833	497+823(螺旋风扇、可倾瓦)	1603/1595	
		22(铝压板)	752(轴向通风)	1084	938+854(压气机风扇、可倾瓦)	855/1654	
		22(铜屏蔽)	892	1253	748(离心风扇)	2198/2270	
1000	水氢冷	27(磁屏蔽)	790(轴向通风)	2628(定子线棒不锈钢空心导线)	1600+422(压气机风扇)	2223/2550	
		26(铜屏蔽)	1168	3520(定子线棒全部铜空心导线)	1072+1120(离心风扇)	2335/3222	
1000(4 极)		26(铜屏蔽)	834	1630	595+839(螺旋风扇)	3691/2858	

注 定、转子绕组铜线损耗及附加损耗(包括表面损耗)与负荷电流的平方成正比，定子铁芯损耗及附加铁耗与磁密或运行电压的平方成正比。

表 5.2-3 50Hz 代表性发电机产品主要电抗及时间常数

额定功率及冷却形式 (MW)		次瞬变电抗 $X''_{d1}$ (%)	瞬变电抗 $X'_d$ (%)	定子开路，转子 时间常数 $T_{d0}$ (s)	定子三相短路电流 瞬变时间常数 $T'_{d1}$ (s)	定子三相短路电流次 瞬变时间常数 $T''_{d1}$ (s)	定子三相短路电流非 周期分量时间常数 $T_E$ (s)
135	空冷	15.3	20.1	11.5	1.17	0.033	0.527
300	水空冷	17.55	24.93	9.7	0.866	0.025	
	水氢冷	16.8	22.3	8.15	0.91	0.041	
600 728	2 极	水氢冷	21.12	30.63	9.01	0.702	0.024
	4 极		28	34	12.6		0.04
1000	2 极		20.2	24.1	10.1	0.732	0.024
	4 极		23.4	37.5	6.99	1.21	约 0.038

2 机械设计要点

发电机的机械设计，主要是根据电磁设计确定的主要尺寸及设计方案，对关键零部件进行机械计算。有的零部件如定子机座、定子绕组端部等结构复杂，很难进行准确计算，一般都是在已有成功制造、运行经验的结构的基础上设计或经过模拟试验及实践验证后定型。

在定子部分主要进行机座及其吊攀、隔振弹簧板，定子铁芯端部压圈、齿压板、基础螺钉及定子绕组槽部及端部固定等的受力计算；氢冷机座及端盖等还要考虑防爆，机座隔振弹簧板、底脚、基础螺钉及定子绕组固定等并要考虑突然短路，对机座、定子铁芯、隔振弹簧板及定子绕组端部还要计算其固有振动频率及其振动，2 极发电机频率要避开 2 倍工频的倍频（椭圆振型）及工频，防止运行中共振，定子铁

芯振动峰—峰值大于  $20 \sim 30 \mu\text{m}$  时,要采用隔振结构,一般 300MW 及以上发电机要考虑隔振,防止影响定子及转子运行中的振动。

在转子部分要进行转子齿根、轴颈及槽楔、护环、中心环、风扇及转子绕组端部等的受力计算,应力要考虑制造及运行中超速时的应力,转子轴颈及联轴器要考虑突然短路,对转子本体两端过渡到轴柄的圆角处及转子本体两端头与护环热套处,还要分别考虑自重弯矩在运行中对过渡圆角处产生的高周疲劳及开停机应力变化对热套处产生的低周疲劳。再要进行动力特性计算,包括转子横向振动中的临界转速、不平衡响应(额定工况运行时的振动)、失稳转速(发生油膜振荡转速)及扭振频率。临界转速要避开额定转速  $\pm 10\%$ ,扭振频率要避开工频及其倍频;有的用户还要求计算对数衰减率,即轴系运行中,在小的干扰后,恢复所需的时间。其他要计算确定转子及其他零部件热套面的过盈配合,及 2 极发电机因转子开槽不均匀,将引起倍频振动,影响运行中振动水平,确定是否及如何在转子极心开横向槽,一般 200MW 以上发电机开横向槽,使倍频振动在额定转速下,座振只达到  $10 \mu\text{m}$ 。

汽轮发电机组的轴系由驱动的汽轮机(或燃气轮机)总负责协调,发电机侧的联轴器按汽轮机要求配制,而所需螺栓由汽轮机方提供并由汽轮机方按需铰孔找中。

发电机所需润滑油(包括密封油)由汽轮机方提供。

## 2.1 应力计算

应力计算中,氢冷机座及端盖等考虑防爆,有的生产厂家按 3.5 倍额定氢压计算,我国也是这样。转子及其关键零部件考虑超速按 1.2 倍额定转子转速计算。机座隔振弹簧板、底脚、基础螺钉等考虑突然短路,其电磁力矩按直流分量,中大容量发电机约 6 倍左右额定力矩,小容量发电机直轴超瞬态电抗  $X''_d$  较小,可能达到 10 倍。转子轴颈突然短路力矩按上述定子承受的力矩再考虑拖动端惯性(飞轮效应)影响,约 3 倍左右额定力矩;如考虑  $120^\circ$  错相合闸,承受应力还要大,但在采用自同期装置及 150ms 内切除故障后,承受更大应力的几率已很少。应力计算中,不考虑应力集中时,对材料屈服强度应有一定安全裕度,但在突然短路时,则不大于材料屈服强度。计算定子绕组突然短路时电动力的电流,则包括直流分量及峰值的最大值。疲劳应力计算中未考虑应力集中及现代技术不可探测的材料缺陷的发展,但要与类似结构成熟设计的数据进行比较。为了减少转子本体两端头热套处低周疲劳应力,防止损坏,一般减少热套处外侧的过盈量,以减少应力幅度变化,提高其疲劳寿命,达到一定要求。300MW 发电机,一般外侧面的过盈比内侧小  $10\% \sim 20\%$  (直径),大容量发电机大些。为了减少应力集中,转子绕组端部护环一般不开通风孔,小容量发电机也有开通风孔的,但要加大通风孔圆角,防止应力集中。如联轴器用螺钉传递力矩的,其配合要考虑全部螺钉均匀受力。

## 2.2 动力特性的计算

零部件固有振动频率一般与其刚度成正比,与其质量成反比。振动先计算其静态变形,再考虑固有振动频率的影响。转子临界转速与转子本体长径比及转子支承间跨距有关,计算要考虑支承弹性,振动计算要考虑支承阻尼的影响。2 极发电机一阶临界转速一般都在额定转速以下,二阶临界转速,300MW 及以下发电机一般在超速转速 3600r/min 以上,300MW 以上发电机,二阶临界转速已低于额定

转速。轴承设计及安装对失稳转速(油膜振荡转速)有较大影响。轴承(受力部位)长径比一般小于 0.8,安装中要确保达到设计比压,有的设计并在轴承下瓦开减振槽,这些都对防止油膜振荡有利。在计算对数衰减率时,其参与质量中要考虑支承,这样比较符合实际。影响运行中振动的因素很多,固有振动频率或临界转速与额定工况是否接近、安装正确与否及基础质量好坏都有很大的影响。

## 2.3 热套面过盈量

一般要保证运行中不松动,转子与护环、中心环热套过盈数值,一般按冷态 3700r/min 或热态 3400r/min 时过盈量为零,选其大者。护环与转子热套面的过盈量(直径),一般达到该处直径的  $0.25\% \sim 0.4\%$ ,300MW 发电机达到了  $0.25\%$ ,1000MW 发电机达到了  $0.3\% \sim 0.4\%$ ,护环与中心环热套面的过盈量一般为该处直径的  $0.15\% \sim 0.2\%$ ,联轴器与轴的配合一般达到  $0.15\%$ ,如联轴器为转子整体锻出,则无联轴器。其他除本身离心力外没有其他负荷的,如导风环及滑环等,一般选用该处直径的  $0.1\%$ 。

## 2.4 极心横向槽

二极发电机转子开槽不均匀,转子横断面 X、Y 两轴挠度不同,在旋转运行中将产生倍频振动,影响转子振动(通频)水平。空冷 60MW 以下及水冷 135MW 小容量发电机由于转子刚度较好,X、Y 轴挠度差小,额定工况下,一般轴承座倍频振动小于  $10 \mu\text{m}$ ,可不开横向槽。300MW 中大容量发电机、空冷 135MW 及以上发电机 X、Y 轴挠度差大于  $50 \sim 70 \mu\text{m}$ ,如不开横向槽,额定工况轴承座倍频振动将达到  $30 \mu\text{m}$ ,影响转子振动水平,必须开横向槽。如一种 300MW 发电机转子在 2 个极心都开有 17 个宽 10mm、中部深约 140mm 的横向槽(月亮形槽)。

## 2.5 关于水冷转子

转子绕组水内冷,空心铜线内有水流动,在高转速下将产生大的离心水压,300MW 发电机转子槽内上层空心铜线内在 3000r/min 及 3600r/min 时水压将达到  $1.22 \times 10^7 \text{Pa}$  及  $1.82 \times 10^7 \text{Pa}$ ,在此压力下,不能漏水。转子不锈钢进出引水管(拐脚),都从轴柄上开槽引出,在旋转运行中要承受上述转子自重挠度引起的高周疲劳及开停机引起的低周疲劳,对大容量发电机应力更大。该引水管原从绕组端面引出,后改为从本体端头附近处引出,L 形引水管高周疲劳应力可减少到  $29.5 \text{N/mm}^2$ ;通过改进引水管与固定槽间的过渡尺寸及圆角低周疲劳应力也可减少到  $266 \text{N/mm}^2$ 。

## 2.6 关于 4 极发电机

4 极发电机转速是 2 极发电机的一半,离心力较小,材料要求低,锻件质量容易保证;4 极发电机转子开槽是对称的,无倍频振动,极心可不开横向槽,转子直径较大,长径比也较小,其一阶临界转速一般在额定转速以下,二阶临界转速一般则在 1.2 倍额定转速以上,这些都对减小转子振动,改善振动稳定性有利;4 极发电机定子铁芯运行中为八节点振动,固有振动频率较高,铁芯振动较小,可不采用隔振;4 极发电机定子每极槽数较少,定子绕组端部较短、较少,电动力较小,对减小端部振动有利。

50Hz 代表性发电机产品定子关键零部件应力及动力特性数据分别、转子及关键零部件应力数据、转子动力特性数据分别见表 5.2-4~表 5.2-6。



表 5.2-4 50Hz 代表性发电机产品定子关键零部件应力及动力特性数据

应    力			动  力  特  性						
容    量 (MW)	氢冷机座 3.5 倍 额定氢压最 大弯应力 (MPa)	定子隔振弹 簧板在突然 短路弯应力 (MPa)	定子机座	定子铁芯		定子绕组端部			
			固有振动频率 (Hz)		固有振动频率 (Hz)		最大振动峰—峰值 (μm)		
300	210	573 (卧式隔振)	121	254	椭圆 振型	汽轮机侧 54.5、66.8 励磁机侧 50.4、59.3 一般外绑环压板螺钉加绑扎 及轴向弹簧板结构	椭圆 振型	空载试验	33.1
600	184	518 (立式隔振)	约 80	212		汽轮机侧 68.6 励磁机侧 64.9 外有大锥环，内有绑环加绑扎 轴向弹簧板结构		短路试验	89
								空载试验	18
								短路试验	30
728 (4 极)		无隔振	87	530		≤95 或 ≥108 一般外绑环及绑扎固定结构		额定负载	<150

表 5.2-5 50Hz 代表性发电机产品转子及关键零部件应力数据

容 量 (MW)	转子内根 1.2 倍额定转速 安全系数	转子轴头 突然短路时 安全系数	转子轴柄高 周疲劳应力 (MPa)	护 环		转 子 槽 楔	
				1.2 倍额定转速安全系数			
300	2.22	1.47	20.5	1.49	计算中考虑 弯应力	2.04	铝合金
600	2.21	1.44	29.8	1.47		2.27	
1000	1.59	约 1.4	29.3	1.43		1.44	铜合金

注 离心力与转速及直径的平方成正比, 材料允许扭转剪切强度一般为其抗拉屈服点的 60%, 材料允许疲劳强度一般为其屈服点的 50%。

表 5.2-6 50Hz 代表性发电机产品转子动力特性数据

容 量 (MW)	临界转速 (r/min)		失稳转速 (r/min)	对数衰减率	扭振频率(发电机及励磁机) (Hz)
60(空冷)	约 1000	一 阶			
135(空冷)	约 900				
300	约 867/2250	一阶/二阶	>4500(改进的椭圆瓦)		60.8, 122.4, 147.3
600	约 780/2100		>4500(可倾瓦)	0.106/0.125	58.5, 124.9
1000	约 690/1990		>3750(改进的椭圆瓦)		57.11, 135.85
728(4 极)	约 1080	一阶			9.7, 18.7, 19.4, 81.8

注 空气冷却 6、12、30MW 发电机的一阶临界转速为 1400~1800r/min, 二阶临界转速大于 3600r/min; 空气冷却 60MW 发电机的、水空冷 135MW 发电机的二阶临界转速大于 3000r/min。

3 通风冷却及绝缘设计

发电机特别是大容量发电机, 是高速高电压电器, 在发电运行中会发热, 因而需要冷却。要制造性能及质量好的发电机产品, 除了要有好的电磁及机械设计, 还要有好的冷却通风及绝缘设计。发电机的发展是随着其冷却技术及绝缘技术的改进而发展的。

3.1 冷却及通风的考虑

发电机的冷却形式是指其运行中主要发热零部件, 定、转子绕组及定子铁芯、端部结构件等采用的冷却方式及冷却介质的组合。冷却方式有定、转子绕组绝缘外冷及内冷, 冷却介质有空气、氢气、绝缘油及水。空冷发电机结构简单, 运行维修方便。小容量发电机在性能及材料消耗上也能达到一般要求, 现在国际上 30MW 及以下发电机, 定、转子绕组一般采用空外冷, 60MW 及以上发电机则采用定子绕组空外冷, 转子绕组空内冷。20 世纪 90 年代及 2000 年国际上已先后制造运行 50Hz 300MVA 19kV 及 480~500MVA 23kV 空冷发电机, 我国 50Hz 200MW 级发电机采用空冷已有一定数量, 并已研制出 300MW 空冷发电机。氢冷却能力

比空气强, 氢压 0.1MPa (1 个大气压) 的氢冷发电机, 可比空冷发电机提高出力 25%, 加压氢气内冷氢压 0.4MPa (4 个大气压) 的氢冷发电机, 可比一般空冷发电机提高出力 1 倍以上, 现在氢冷发电机氢压最高用到 0.5MPa (5 个大气压)。氢气密度比空气小, 98% 纯度氢气中, 发电机风摩擦损耗比一般空冷发电机小 90%, 加压氢气氢冷发电机中的定子绕组起晕电压也比空冷发电机高, 对高电压定子绕组绝缘有利。但氢气与一定比例空气混合, 容易引爆, 氢冷发电机结构要能防爆及密封防漏, 定子绕组氢内冷并需要高压头风扇, 风扇损耗大。氢冷发电机结构较复杂, 质量较重, 需要氢气及密封油系统, 增加了运行维修量。21 世纪前后, 中大容量定子氢内冷发电机已较少制造。我国已制造运行 50、100MW 氢冷发电机多台及氢内冷 300MW 发电机 6 台, 以前从国外购买的 350MW 氢内冷发电机在国内电厂运行的也有约 28 台。水冷却能力比氢气强, 且容易获得, 一般用蒸汽凝结水或除盐水, 相同电磁负荷下, 绕组温升较低, 与铁芯温差也小, 这对提高绕组绝缘运行的可靠性及延长使用寿命, 提高发电机最大连续容量都是有利的。但水要引进引出, 在发电机运行中不允许漏水, 特别是转子绕组水冷, 在设计及制造上有一定要求, 现在国际上采用的还较



少。水冷发电机有定子绕组水内冷,转子绕组氢内冷,铁芯氢冷即水氢氢冷,及定转子绕组双水内冷,铁芯空冷、氢冷、绝缘油冷及水冷即水水空冷、水水氢冷、水水油冷及水水水冷共五种。水氢氢冷型发电机效率较高,容量裕度也大,国际上300MW级以上采用较多,我国50Hz 300~600MW及900~1000MW发电机也都采用水氢氢冷;其他水水氢冷、水水油冷、水水水冷国际上也分别研制出1640MVA 4极发电机、1635MVA 4极发电机及800MW 2极发电机,但制造运行台数都较少。我国1960年以来已制造运行了水水空冷50Hz 50~60MW、125~135MW及300~330MW 20kV发电机约450台,现在正在开发水水空冷50Hz 600MW发电机。

### 3.1.1 通风系统及风路计算

发电机冷却形式采用空冷、氢冷、水氢氢冷、水水空冷及水水氢冷时都有通风冷却,一般转子都装有风扇。发电机中部,传热风路较长,端部有定、转子端部磁场漏磁引起的附加损耗,发热较多,通风冷却的任务就是要将冷风送入温度较高的部位及损耗发热大的部位,用较少的风,高效地将热量带出。

发电机定子的通风系统,一般在定子铁芯长度方向,有径向风道进风或出风。打风式(正流式)通风系统,铁芯短的,中央进风两端出风,一进二出,铁芯长的则二进三出或多进多出。抽风式(反流式)通风系统,铁芯及绕组全部冷风从定子外圆及转子两端进入,在铁芯端部气隙处抽出。这对降低发电机铁芯温升,特别对大容量空冷发电机降低定子绕组温升是有利的,发电机通风采用抽风式,在轴承内侧是高压端,对防止漏油也是有利的,但铁芯两端要有挡风罩,结构较复杂,风全部从两端气隙抽出,风阻也较大,大容量发电机的风速可达100m/s。氢冷及水氢冷发电机定子绕组极间连接线及出线也有采用氢气内冷的,转子绕组通风有三种:一般采用在绕组槽下有副槽进风,绕组槽部有径向通风孔出风的副槽通风;或转子槽楔有进出风孔,转子绕组槽部有斜进出风道的气隙取气通风;及转子绕组采用空心铜线,绕组槽部有径向出风孔的轴向径向通风。转子绕组端部通风,小容量发电机一般采用绕组端部侧面吹风,转子本体两端有通风道的通风,较大容量发电机一般采用空心铜线分两路通风以降低较长端部绕组的温度。定子绕组氢内冷轴向通风时,定子铁芯也可采用轴向通风,这时定子铁芯无径向风道,长度可较短,但要采用高压头风扇,风扇损耗较大,定子铁芯外径尺寸也较大。上述定子与转子通风系统进出风及选用的风扇形式都要相匹配。

冷却形式及通风系统确定以后,风路计算的任务就是根据通风要带出的损耗发热量,确定需要的总风量及各发热部件所需的风量,并设计安排风路,以求达到风量合理分配,最后根据所需风量及风路风阻,确定风扇的压头,对风扇进行选型及设计。确定所需总风量时,出风一般不大于80℃,进风为40~46℃时,风的温升不大于34~40℃。发热部件的温升与散热系数及热流密度都有关系,与热流密度( $W/m^2$ )成正比,与散热系数 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$ 成反比。散热系数一般与风速的0.8次方及冷却介质压力的0.8次方都成正比。风速的选择一般要求风的流动达到紊流以加强散热。转子副槽通风时300MW发电机槽部绕组通风孔内风速可达15~25m/s,绕组槽下副槽进风速将达100m/s,端部绕组铜线内孔风速也达35~55m/s,气隙取气通风时,通风道内风速一般可达转子圆周速度的20%,与槽楔进出风设计有关,现在一般采用槽楔不突出转子外圆(隐风斗)。转子两端

出风槽与绕组出风孔的风扇压头与出风处直径的平方成正比,风路风阻压降与风路风速也有关系,风路由于其系统及形状的复杂性,很难准确计算,一般要经过多次试算,最后还要经实践验证。风路计算后,各发热元件即可根据其周边风速计算散热系数,再根据热路计算其最后温升。外冷时,绝缘温降及冷却介质温升是主要的,定子绕组绝缘温降可达20~30℃,与绝缘厚度有关。内冷时,冷却介质温升是主要的,从发热部件到冷却介质温差,氢冷约5~15K,与风速及热流密度有关。定子绕组氢内冷,通风管在两排铜线中间,从通风管到铜线间的绝缘温降也可达25~30K。

### 3.1.2 冷却水路系统及水路计算

定子绕组水内冷,小容量发电机一般一个定子绕组一路,水电连接每相每支路内电路串联、水路并联,极间连接线及出线也通水冷却,与线圈串联。大容量发电机一般一个定子线棒即半个线圈一路,连接线及出线水冷或风冷,水冷时如与定子线棒并联,要考虑水量合理分配。定子绕组所有并联水路各自通过绝缘水管接至总进水管与外部水系统连接。水路系统确定后,根据水要传出的损耗发热,确定需要的总水量。水的出水温度不大于85℃,水的进水温度为45~50℃时,相应水的温升不大于40~35K,水氢冷发电机运行中,一般氢压大于水压,因此需要的水压不大于 $(2 \sim 4) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。转子绕组水内冷,一般一个线圈一路,底线进水,面线出水,电路串联,水路并联。转子绕组所有并联水路,再各自通过绝缘水管接至进水箱,分别通过中心孔进水管、进水支座及出水支座与外部水系统连接。转子水系统有自水泵作用,转子水冷50Hz 50~60MW、125~135MW、300MW水量分别达到15、25及30m<sup>3</sup>/h,进水压力不大于 $4 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。转子自水泵压头约与出水处半径平方成正比,自水泵效率初步试验约50%。转子绕组冷却水进出水温度及温升考虑及定子绕组相同。定、转子绕组水内冷,冷却介质温升是主要的。从发热元件到水的温差约1~2K。定子绕组水内冷导线用空心铜线与实心铜线组成时,空心铜线与实心铜线温差可达10~20K,与所用实心铜线数量有关。定子空心铜线水速一般1~2m/s,转子空心铜线水速将达2~5m/s。

### 3.1.3 定子铁芯冷却设计

现在发电机定子铁芯一般多采用通风冷却,即空冷或氢冷,采用有径向通风道的通风,冷却面积大,也不易堵塞。采用径向通风时,每档铁芯厚度因采用的冷却介质及冷却形式不同而不同。定子线棒采用水内冷,铁芯采用氢冷时冷却较好,中部铁芯每档可较厚,约60~70mm,风道宽3~6mm;定子线棒采用水内冷,铁芯采用空冷时,冷却较差,每档铁芯较薄约50mm,风道宽6~8mm;定子线棒如采用外冷,因铁芯还要传出线棒的部分损耗发热,每档铁芯厚度一般40mm左右,风道宽8~10mm,有的生产厂家采用过15mm风道,以加强定子线棒的冷却。定子铁芯端部每档厚度,最薄用到10~15mm。减少定子铁芯端部损耗所用磁屏蔽及铜屏蔽,也要根据其损耗发热,采取措施通风冷却。水水空冷型发电机定子铁芯端部铜屏蔽内圆为了加强冷却,我国已采用水冷。由于风路计算很难准确,还有定、转子进出风匹配的误差,为了保证进出风及发热部位所需风量,特别在采用螺旋风扇时,有时还要在定子内圆发热部位加装径向挡风板。最后根据风量风阻及散热的需要调节。定子铁芯通风道内平均风速,轭部一般约15m/s,齿部约30~40m/s,轭部外圆轴向风速约5m/s。

3.1.4 发电机通风用转子风扇

转子风扇一般有离心式风扇及轴流式风扇两种。离心式风扇径向出风，形成静压头通风。轴流式风扇为螺旋风扇，轴向出风通风。

发电机离心式风扇又有普通离心风扇及高压离心风扇两种。普通离心风扇结构简单，其叶片一般用钢板制造焊接或铆接而成，小容量发电机一般采用，但能量效率比轴流式风扇低。普通离心风扇又有叶片与旋转方向成径向、前倾及后倾三种，对高速发电机，一般采用后倾叶片，后倾角 135°~155°，风扇效率径向叶片约 15%~20%，后倾叶片约 25%~30%。在风阻压头达到 10~20kPa，短叶片离心风扇很难满足要求，就采用高压离心风扇，其一级或二级叶片较长，是弧形弯叶片，同时出风有扩压器。因其风扇风叶形状复杂，国际上也有采用铸件的。采用铸件要先探伤合格

单独超速，超速后探伤合格才能使用。发电机用轴流式风扇有单级螺旋式及多级压气机型两种。单级螺旋轴流风扇压头较低、风阻大，较大气流量时就采用多级压气机型（采用多级风扇要考虑其喘振问题）。为了提高每级的压头及效率，每级风扇气流入口并装导向叶片。为了使气体轴向速度沿叶片高度约为常数，单级螺旋轴流风扇常采用扭叶片，叶片一般采用锻件，再装配于风扇叶轮，风扇效率可达 60%~65%。

为了防止叶片在运行中发生共振，入口导向对进气流的干扰频率要避开动叶片安装后的固有振动频率。风扇压头一般与风速的平方成正比，风量与风速及出风面积的乘积成正比。

50Hz 发电机几种容量的不同冷却形式，不同风扇的风压、风量、水量及其温升见表 5.2-7。

表 5.2-7 50Hz 发电机几种容量的不同冷却形式，不同风扇的风压风量、水量及其温升

容 量	冷却形式	风 量 (m <sup>3</sup> /s)	风扇压头	水 量 (m <sup>3</sup> /h)	风温升 (K)	水温升 (K)	风扇及风 摩擦损耗 (kW)
30MW	空外冷	约 20 两端离心式风扇	约 2kPa		约 30		
60MW	定子空外冷、 转子空内冷	约 20 两端螺旋风扇 (转子副槽通风)	约 2.4kPa		约 40		
135MW	定子空外冷、 转子空内冷	约 33 两端螺旋风扇 (转子副槽通风)	约 2.4kPa		约 40		460
300MW	水水空冷	约 36 两端螺旋风扇 (转子副槽通风)	约 4kPa	定子 56.7、转子 28.6	约 30	定子 15、转子 25	约 700
300MW 0.4MPa	氢内冷	约 24.5 单侧 6 级压气机风扇 (转子轴向径向通风)	44kPa		约 30		约 906
300MW 0.3MPa	水氢冷	约 23.4 螺旋风扇 (转子副槽通风)	约 4.1kPa	定子 51	约 18	约 21.5	约 272
400MW 0.5MPa	水氢冷	约 17 单侧高压离心风扇 (转子轴向径向通风)	21.6kPa	定子 35	约 32	约 21.4 (每个线圈一路)	约 402
600MW 0.4MPa	水氢冷	约 38 螺旋风扇 (转子气隙取气通风)	4.7kPa	定子 91	约 16	约 20	约 497
1000MW 0.5MPa	水氢冷	约 33 单侧 4 级压气机风扇 (转子轴向径向通风)	35kPa	定子 132	约 21	约 18.5	约 1585

3.2 绝缘设计要点

对发电机运行中的质量，定、转子绕组及铁芯是关键。其绝缘性能将影响其运行可靠性。其绝缘如损坏（接地或短路），发电机就不能正常运行，并要危及运行人员及设备本身的安全。发电机的绝缘主要有定子铁芯绝缘及定、转子绕组绝缘。现代国际标准，发电机绝缘按 F 级耐温设计，使用中按 B 级耐温考核，即使用中发热零部件温度不大于 B 级绝缘允许温度，以增加发电机绝缘使用裕度。发电机绝缘

耐温等级及允许温度见表 5.2-8。

表 5.2-8 发电机绝缘耐温等级及允许温度

耐热等级	Y	A	E	B	F	H	200
允许温度 (℃)	90	105	120	130	155	180	200

判别发电机绝缘性能，很重要的两项是其耐电压性能及使用寿命，发电机在制造厂完成后和在电厂投运前，及运行大修中，都要按有关标准进行绕组绝缘对地耐压试验，定、



转子匝间短路试验及定子铁芯发热试验等,通过后才能出厂和运行。影响发电机使用寿命的因素,除去其转子对运行中交变应力的耐疲劳机械性能外,就是定、转子绕组及铁芯的耐温性能。其绝缘运行中的温度,除与发电机负荷即定、转子绕组电流有关外,还与绕组特别是定子绕组主绝缘的制造质量有关,如其介质损耗。高电压元件承受交流电压时,其绝缘内部引起发热的损耗即介质损耗,与绝缘内部的空气间隙多少有关。影响发电机绝缘使用寿命的因素,还有非正常环境因素如发电机内特别是绕组端部有无金属异物,发电机内是否有较多漏油及含水量杂质颗粒度等。发电机非正常运行中如错相合闸、突然短路、事故重合闸等,也都将对绕组特别是定子绕组端部带来机械力冲击,消耗了绝缘或发电机的使用寿命。我国20世纪50~60年代制造投运的6.3kV 25MW及以下的小容量空冷发电机,20世纪90年代初因机组热耗大才退役,运行了30多年。20世纪70年代中制造投运的15.75kV 200MW水氢冷发电机及18kV 300MW水空冷发电机,有的现在仍在运行,也运行了约30年。20世纪80~90年代制造运行的20kV 300~600MW水氢冷发电机,已有多台正常运行至今。现在正按引进技术研制24~27kV 1000MW水氢冷发电机。

### 3.2.1 定子铁芯绝缘

定子铁芯结构如前所述,由0.35mm或0.5mm厚的硅钢片叠成,外圆经支持定位筋与机座连接,有轭部无穿心螺杆及有穿心螺杆紧固两种结构。为了防止端部特别是齿部松动,在端部也有用绝缘黏结漆黏结加强紧固和用硅钢片及绝缘垫片垫紧的两种。

#### 3.2.1.1 铁芯硅钢片绝缘

铁芯硅钢片绝缘要求有一定的耐温性能,国际标准是F级;要求有一定的绝缘性能,标准是片间电阻大于 $10^6 \Omega/\text{cm}^2$ ;要求涂层有高的附着力,在湿热气候不分层,不相互粘连。在运行温度和压力下蠕变小、收缩小及漆膜薄,使冲膜有较高的冲剪寿命。再就是不生锈,及有一定的机械强度,不易脱落。现在采用的有水溶性半无机漆及有机漆两种,双面涂层厚10~20 $\mu\text{m}$ 。两种漆都要与所选用的硅钢片表面防护层匹配相容,前者耐温较高、较薄、收缩小,但较易生锈,运输及储存中要采取措施防锈。我国对两种漆都有成功的制造运行经验,目前用有机漆的较多,已制造投运了50~600MW发电机多台。

#### 3.2.1.2 铁芯穿心螺杆绝缘

铁芯穿心螺杆绝缘现在采用的有单面上胶聚芳纤维(Nomex)及包云母带两种,都有成功地制造、运行经验。我国对无穿心螺杆及大压圈结构有较多制造运行经验;有穿心螺杆结构,按引进的技术已制造运行300、600MW及1000MW发电机,正在积累经验。

#### 3.2.1.3 铁芯端部黏结漆

铁芯端部黏结漆一般采用环氧漆,我国已有制造、运行125~135、300、600MW发电机多台多年经验,定子铁芯端部很少发现松动断齿,对600MW及以上机组正进一步积累经验。

#### 3.2.1.4 铁芯支持定位筋绝缘

我国从1000MW发电机开始,在支持定位筋上,采用引进技术加绝缘套,现在采用单面上胶Nomex纸烘压成,这一结构可降低定子铁芯短路的几率。国外认为采用这种结构的发电机,在制造中可不进行定子铁耗发热试验。

### 3.2.2 定子线棒绝缘

发电机定子线棒结构如前所述,一般由绝缘的空心及实

心股线组成,在槽部及端部换位烘压后,外包主绝缘,并有防晕层,要求主绝缘为F级,使其击穿电压对额定电压留有一定裕度,线棒本身及装配后起晕电压分别不超过1.5倍额定电压,股线(换位)间不短路,线棒介质损耗达到一定水平。

#### 3.2.2.1 定子线棒主绝缘

定子线棒主绝缘有包多胶粉云母带模压及包少胶粉云母带真空压力浸渍(SVPI)两种。前者云母带含胶量达35%,依靠在模压中,由云母带本身的绝缘漆驱出绝缘层内的空气。后者则含胶量3%~7%,依靠真空压力将绝缘胶从外部压入驱出绝缘层内的空气。相同主绝缘厚度时,后者云母含量较多,但对驱出绝缘层内的空气,前者可通过规定的云母带含胶量及压缩量来保证(主要影响介质损耗数据)。两种主绝缘体系,都有制造26~27kV 1000MW大容量高电压发电机的成功经验。我国发电机采用多胶粉云母带模压,已有制造运行20~22kV 300~600MW发电机多台、多年的经验,正在采用少胶粉云母带真空压力浸渍绝缘制造400MW、20kV 660MW与26~27kV 1000MW发电机。国际上特别是高电压空冷发电机,为了减少定子线棒与铁芯间的空气间隙及进一步减薄线棒绝缘厚度也有采用定子线棒少胶粉云母带主绝缘与铁芯整浸的GVPI,这种绝缘体系对定子空外冷散热是有利的,但对定子线棒与铁芯在运行中因热胀系数不同而影响各自的胀缩是不利的。我国定子线棒空外冷200MW以下发电机采用GVPI,但引进技术燃气轮机400MW水氢冷发电机也有采用上述整浸GVPI的,认为可正常运行及降低制造成本,我国尚待积累运行经验。发电机定子线棒要按有关标准通过制造及运行中的各项试验,其工频击穿电压水平是很重要的,一般要求达到5~7倍额定电压,电压高时低些。如定子额定电压27kV时,要求击穿电压达到5倍即135kV。该发电机制造完成后出厂耐压试验,按国际及国内标准为55kV。定子线棒主绝缘击穿电压水平与所用材料、制造工艺及其绝缘厚度都有关系。我国目前定子线棒额定电压及其主绝缘厚度(双边)见表5.2-9。

表 5.2-9 定子线棒额定电压及其主绝缘厚度(双边)

额定电压 (kV)	10.5~11	13.8~ 15.75	18	20~22	26~27
双边厚度 (mm)	2×2.8	2×3.68	2×4	2×5.4	2×6.5

#### 3.2.2.2 定子线棒股线绝缘

定子线棒股线绝缘要求在弯形、换位及烘压中不损坏,并与股线粘住无空气隙。我国现在采用的有环氧双玻璃丝包及玻璃丝和涤纶丝混合热熔(烧结)并浸环氧漆两种,双面厚度0.4mm以防股间短路。排间绝缘直线部分用环氧粉云母板,端部用硬质涤纶适形垫,厚约1mm。定子线棒股线换位绝缘,一般现在用Nomex纸及聚脂薄膜复合箔一层,顶部及底部换位处垫多胶粉云母板及环氧涤纶适形垫,厚度根据胶化后尺寸调整。

#### 3.2.2.3 定子线棒防晕绝缘

线棒外表防晕的目的是使线棒表面电位对地均匀变化,抑制电晕及过热。定子线棒防晕绝缘国际上有涂漆及包防晕带两种,都有制造运行成功经验,各有特点。槽部(定子铁芯内)一般是低阻 $10^3 \sim 10^4 \Omega$ 。端部根据额定电压及端部结构可分二级、三级或更多,如为三级即增加中阻 $10^5 \sim 10^6 \Omega$ 及高阻 $10^7 \sim 10^8 \Omega$ ,中阻及高阻防晕漆或带并加碳化硅具有非线性电压电阻关系材料,以减少端部复杂的电场分布影响。为了防止运行及储存运输中的污染,防晕层外面有防护



层。线棒槽部(直线部分)对定子铁芯及端部结构件间为相电压,但端部线棒及连接线间有的是线电压,对高电压及线棒相间距离较小时,有的设计相间距离放大,或用高介电性能的绝缘填料填充,以确保运行中无电晕。端部渐伸线间还要采取措施,做到等电位。加压氢冷起晕电压比一般空气高,约与氢压的0.3次方成正比。端部相间距离,一般空冷时,额定电压每千伏1mm,加压氢冷可以减小,如20kV 0.4MPa氢压下,有的公司减小到10mm左右。0.1MPa(1个大气压)空气在球隙情况下,1mm击穿电压约3kV。端部防晕设计可根据电场计算确定,但端部结构复杂,影响起晕的因素很多,如不同结构、不同材料、不同表面状况及不同环境,一般经实践验证最后确定。为防止定子线棒主绝缘内表面与换位的导线间局部放电,高电压20kV及以上定子线棒直线部分换位胶化烘压后,包主绝缘前,外表还涂或包半导体。我国20世纪80年代以来发电机定子线棒主绝缘介质损耗要求:常态介质损耗 $\tan\delta\%$ 在室温、带护环、0.2额定电压条件下,是3~1;常态介质损耗增量 $\Delta\tan\delta$ 在 $(0.6\sim0.2)U_N$ 条件下,是2~0.5;热态介质损耗 $\tan\delta\%$ 要求是12~5。

国外定子线棒装配后整机试验数据:1.0 $U_N$ (27kV)时, $\tan\delta$ 达到1.2%;0.2 $U_N$ (5.4kV)时, $\tan\delta$ 是0.85%,介质损耗增量 $\Delta\tan\delta$ 在 $(0.6\sim0.2)U_N$ 条件下达到0.21%。

#### 3.2.2.4 定子线棒装配绝缘

槽部在楔下一般采用环氧玻璃布波纹板,也有采用一对斜楔固定的,上层线棒顶部有聚四氟乙烯布滑移层,防止运行中槽楔松动及便于定子线棒在负荷变化中自由伸缩。槽部在单侧垫半导体板或半导体波纹板,以改进与铁芯的接触,防止电容电流引起的电腐蚀,在额定相电压时,要求槽电位小于10V,一般可达到3V,采用侧面半导体波纹板的可做到1V。定子线棒端部固定要防止绝缘松动磨损,端部固定支架、压板、螺钉、绑环,大容量及高电压发电机,一般都采用非金属绝缘体,也有采用非磁性金属的。端部接头绝缘有的采用绝缘盒,有的本相间接头不包绝缘。出线铜排绝缘,非氢冷发电机一般采用环氧云母材料直接绕包烘压成;氢冷发电机则一般采用瓷套管。

#### 3.2.3 转子绕组绝缘

转子绕组绝缘要求运行中不接地,不匝间短路,能承受旋转中大的机械力长时间不损坏,空冷及氢冷发电机并能承受通风的长期吹刷不影响绝缘。转子绝缘主要有槽绝缘、匝间绝缘、护环绝缘及端部绝缘等。

##### 3.2.3.1 转子绕组槽绝缘

转子绕组槽绝缘现在一般采用多胶环氧玻璃坯布,中间夹Nomex胶纸,有的槽绝缘内表面有聚四氟乙烯布滑移层,槽绝缘外再加聚酰亚胺薄膜烘压成,增加其机械强度、电气性能及便于转子绕组在运行中的热胀冷缩。槽绝缘形状也有“U”形及2“L”形两种。后者在绕组装配中不容易受损伤,槽绝缘厚度一般为1.5mm左右。

##### 3.2.3.2 转子绕组匝间绝缘

空内冷及氢内冷转子绕组匝间绝缘一般采用厚度约0.38mm单面打毛环氧玻璃布板用改性酚醛丁腈橡胶黏结剂黏结,黏结后冲通风孔,能耐风刷。水内冷转子绕组匝间绝缘则采用半叠包环氧玻璃聚酰亚胺薄膜粉云母带一层及垫0.38mm环氧玻璃布板。

##### 3.2.3.3 转子护环内绝缘

现在小容量发电机转子护环内绝缘采用几层薄的环氧玻璃布板在圆周上分块组成,大容量机组与转子绕组接触的环氧玻璃布板内层覆有聚四氟乙烯布滑移层便于绕组铜线在运行中胀缩,也可采用多层环氧玻璃坯布和内层覆有聚四氟乙烯布滑移层烘压而成的圆筒,圆筒结构拆装复杂,并容易损坏。

##### 3.2.3.4 转子绕组磁极引线绝缘

转子绕组磁极引线绝缘一般是半叠包环氧玻璃布粉云母带或环氧玻璃聚酰亚胺薄膜粉云母带几层,再半叠包无碱玻璃丝防护带一层,并在外表面刷环氧浸渍漆气干。大容量发电机氢冷转子径向导电螺杆一般采用环氧玻璃坯布直接绕包,再外包热收缩带和涤纶纤维带进行热固化。其轴向导电排绝缘一般用环氧玻璃绝缘管,导电排间用环氧玻璃布板垫紧。

(王作民)

## 第3章 制造要点及关键材料

### 1 制造要点

一个产品的性能除需要设计来保证,还需要依靠制造及工艺的支持。同一个设计,不同的制造工艺及质量管理,可以获得不同的产品质量,因此产品的制造工艺及管理对产品的性能、运行可靠性及价格有很大的影响。汽轮发电机制造的特点是容量大、高转速及单个小批量生产,因尺寸大及结构特殊,在机座、端盖的焊装,定子铁芯的装配,定、转子绕组制造及装配,及发电机总装方面还有很多手工操作,但也向专用工装、机械化及液压装置发展。发电机制造能力的主要环节是工厂起吊设备、大型数控机床及试验设备。大型数控机床主要是镗铣床、卧车、转子槽铣床及摇臂钻床等,立车也很重要,要提高生产率就要采用如定子加工中心等设备。试验设备包括高电压试验设备、定子铁损试验设备、转子动平衡及超速试验设备及发电机总装试验平台、工装设备及试验电源设备等。为了经济利用投资,也可把核心技术与通用部分分开,如定子机座端盖、底板及配套系统的制造可采用向外协作方式完成,现在国内外许多发电机制造公司都是这样处理的。发电机的制造虽属于单个、小批量生产,但一般也要经过样品试制、小批试制及批量生产三个阶段,样品试制主要考核产品设计性能是否达到设计及合同要求,小批试制主要考核产品工艺及工装、工模具等,是否达到合同质量及有关标准要求,在样品试制及小批试制通过及总结改进后,才能进行批量生产,以防止在以后的制造及运行中发生大的质量问题,引起批量返修。

#### 1.1 机座、端盖、出线室等的制造

其加工流程一般是钢板预处理(喷砂、校平),按图纸切割或弯形,有的零部件有时要先经过部分加工或成型,如机座的机壁、吊攀、底脚板、出线室的球面包头等,再进行焊装,焊装完成后要过去应力处理,防止加工后有大的变形,影响配合尺寸,最后进行金加工。焊前尺寸要考虑焊接后的收缩,焊接顺序、工艺要考虑焊后变形可能加工不到的尺寸。焊接变形是相当复杂的,影响变形因素也很多,一般采用成熟的工艺或通过实践定型,如300MW发电机机座,焊接及去应力处理后,长度的收缩可达14mm。为了确保以后气密试验合格,氢冷发电机密封焊缝要进行气密试验或超声波探伤。焊装有立式及卧式分段焊装两种,各有特点,后者不需要立式焊装所需的大型工装设备、较高厂房,各段可以平行进行,并减少高空作业,但需要较多场地及分段控制尺寸。去应力处理也有经过退火炉热处理及循环水压法处理(结合水压试验进行几次短时循环,一般是5次)两种。热处理需要大型退火炉设备,退火后还要喷砂去除氧化皮;循环水压法则仅对径向焊接应力去除较好。机座金加工也有用加工中心一次装夹完成,及采用镗铣床及转台组合起来加工的,机座加工根据不同铁芯压装工艺,也有不加工内圆的。国内外发电机制造公司对以上不同工艺,都有成功制造300~600MW发电机的经验,氢冷发电机机座两端外壁一般有100多个螺孔与端盖配合,都采用钻模加工,可以确保

配合。机座、端盖及出线室最后加工完成后要进行 $(8\sim 10)\times 10^5\text{ Pa}$ 水压试验及运行氢压下的密封试验。制造中所需设备及厂房条件主要根据产品方案及工艺方案确定,一般需要气割机、校平机、弯板机及焊接工艺需要的焊接设备及工装,还有起吊及运输设备。大容量氢冷发电机机座质量将达到100t以上,长度达到10m。

#### 1.2 定子铁芯制造

其加工流程一般是硅钢片冲制、去毛、涂漆、定位筋装筋及硅钢片压装。要保证压装后定子铁芯槽形准确、不错槽,及铁芯不松动,冲片、装筋及压装工艺对质量有很大影响。硅钢片冲模质量要好,冲制后要去毛、用砂带去毛机,去毛后毛刺小于 $10\mu\text{m}$ ,冲片用全自动大型冲床压力约300t。涂漆用涂漆机。冲片材料开卷、输送、落料、冲制及叠片,涂漆机的硅钢片输送、涂漆、烘焙及叠片都各自有小的流水线,冲制用复式冲模,可外协或自制,自制要用数控线切割机、高精度数控坐标磨床及光学工具曲线磨床等。风道壁用数控单槽冲床冲制,风道片用压床压铆。涂漆机的烘焙温度、时间因所用绝缘漆的不同而不同,冲模使用次数过多将影响冲片的毛刺。机座内圆加工的,定位筋装筋可不用中心柱,以硅钢片槽形为准。机座内圆不加工及外压装的,要用中心柱,预叠硅钢片以硅钢片槽形为准,确定装筋尺寸;采用外压装时,还要一定的工装,以便压装后吊装入机座。铁芯硅钢片压装一般采用一张一叠,分段冷压,约500~600mm一段冷压一次,二分之一长度及全长两次热压,硅钢片压强为 $1.5\sim 2.5\text{ MPa}$ ,热压温度约 $80^\circ\text{C}$ ,保温一定时间,要考虑热压后的压缩量,300MW发电机二次热压的压缩量可达18mm,每段冷压预叠高度可通过预叠试验确定,中大型发电机铁芯压装所需总压力可达到600~1000t,大容量发电机总压力大一些。为了防止最后铁芯齿部及轭部松动,在预叠硅钢片时,就要根据预叠硅钢片的高度分布,确定铁芯齿部、轭部特别是端部需要的剪形或楔形垫片,硅钢片或绝缘垫片采用穿心螺杆结构的,有时三分之一的铁芯档要加垫片,穿心螺杆最后放入。在压圈及齿压片外圆采取一定内倾斜时,可少垫一些。目前端部的铁芯也有采用先分段热压再进行铁芯压装的。定子铁芯压装完成后,要检测下线槽形尺寸、铁芯总长及松紧度,采用穿心螺杆时,要进行绝缘耐压试验,最后进行1.4T铁芯发热试验。正常情况,铁芯压装后,下线槽宽小于硅钢片槽宽 $0.25\sim 0.3\text{ mm}$ ,铁芯全长上下左右最大相差 $2.5\text{ mm}$ ,压装紧度用专用有斜度的弹簧压力插刀检查,推入量小于 $1\sim 2\text{ mm}$ 。采用穿心螺杆结构的,在以后烘压中,有的生产厂家还按规定力检查铁芯紧度。定子铁芯端部采用铜屏蔽结构的,国内采用整块铜板约15mm,退火后一次冷压成型,再机械加工到设计尺寸,铜屏与压圈要有可靠的电接触,又要留有通风道,采用局部平面加工后,在接触平面刷镀银来保证。

#### 1.3 定、转子绕组

水冷定子绕组加工流程一般是(空心、实心)导线轧直



落料,按尺寸压形后编组换位,放排间绝缘及换位绝缘,压形后要无股间短路,在多头压机上加热胶化,再在端部成型模上弯制成型。成型后气焊水接头,经流量、泵水压及气密试验合格后包主绝缘。现在直线及端部都采用数控包带机包。包云母带厚度,控制压缩量,现在国内主绝缘大都采用多胶粉云母带模压绝缘,有成功制造20~24kV电压定子线棒的经验。正在开发少胶粉云母带真空压力浸渍绝缘,20~27kV定子线棒。为了防止线棒绝缘模压后主绝缘内有空气(发空),在胶化后,包主绝缘前,要经过烘干或真空烘焙以去湿。烘焙后储存时间也不能长,防止再次吸潮。定子线棒还要经过表面防晕处理。用防晕带包在主绝缘外,与主绝缘一同处理。涂防晕漆的,则在主绝缘处理完成后进行,但防晕漆外,还要包防护层。主绝缘处理多胶云母带绝缘系统有专用加热加压模具,少胶云母带绝缘系统则有真空压力浸渍设备。前者设备比较简单,后者适用于多品种批量生产,国内已能制造20~27kV大容量机定子线棒。采用空冷时泵水压、试流量及气密试验都不需要,氢内冷时则仍需试流量。为了保证水接头焊接质量,气焊接头工人都要定期考试,合格才能进行操作。线棒导体采用四排股线组成的,水接头采用专用焊接设备中频加热立焊。定子线棒最后要经过耐电压、测量介质损耗( $\tan\delta$ )及起晕电压试验,定期还要抽样进行击穿电压及热态介质损耗试验,以了解定子线棒的全部绝缘性能。

转子绕组加工流程,空冷及水冷的绕组匝数较多,一般是每一线圈尽可能减少焊接头,用整根铜排绕制,水冷空心铜线要经过无氧退火,以便于绕制,绕制中的关键是圆角扁绕及内圆增厚。氢冷发电机铜排尺寸较大,每匝一般用两根铜排组成,制成半匝线圈下线,铜排上还要加工孔及进行接头的加工,制造中的关键是圆头绕制及内圆增厚,加工圆孔或长孔,在径向副槽通风冷却时,一般采用冲模,在气隙取气斜流通风冷却时,一般采用小直径铣刀,对孔距累积误差都要控制,可达到1.5mm。空冷及氢冷发电机转子铜排内的挡风块不能漏,转子绕组端部间隔垫块位置不能错,通风道不能堵,防止影响通风。水冷发电机水接头现在还采用人工气焊,空心铜线与不锈钢引水管(拐脚)的异金属焊接都采用上述合格的焊接工人在工装下焊接,确保在制造下线及以后运行中不漏水。

#### 1.4 转子及零部件机械加工

转子加工流程一般是在粗加工的同时进行切环法测试残余应力,有的生产厂家并进行试切削,测试热态下的变形或残余应力,然后在铣槽机床上加工出全部的槽,包括本体横向槽。下线槽为平行槽时用盘铣刀,在梯形槽时先用盘铣刀开狭槽,再用梯形棒铣刀逐步扩大和加深,最后用相应铣刀加工槽底及槽形最后尺寸。槽分度采用机床的光学分度,加工时再用分厘卡测量槽口节距核对。槽分度不精确,中心孔与转子中心孔不同心,都将影响转子平衡。转子励磁引线孔及联轴器上孔一般在镗床上加工。转子上的环类件如护环、中心环、风扇环等一般都是在立车上加工。下线槽楔斜面与转子下线槽的接触面,一般要求配铲,槽内圆角要严格按照图纸加工,以减少应力集中。螺旋风扇叶片一般采用模锻成型,整只离心风扇也有采用铸件的,但要经过探伤及超速合格。

#### 1.5 定、转子绕组装配

定子绕组装配加工流程一般是在铁芯槽内先喷半导体

漆,端部支架、绑环及连接线先预装,整体装于定子铁芯两端,位置要上下左右同心,及定子线棒在槽底无间隙(落槽),然后装配下层线棒,要确保相间距离及与连接线尺寸相配。采用压板螺钉紧固结构的,还要与压板螺钉相配,然后下层线棒在槽部热压紧,耐电压及电晕试验合格后,装层间测温元件,测试合格后装配上层线棒,确保相间距离及与下层电连接尺寸相配。上层线棒槽部进行热压紧,及按图纸装配压板或绑环及绑扎,最后放入绝缘波纹板或槽底垫块,打入槽楔,采用波纹板的,波纹板峰谷差达到约0.5mm(包接头绝缘总烘后,个别波纹板峰谷差允许达到0.7mm),采用水冷时,有的还要进行水接头焊接及装配绝缘水管,最后测每相直流电阻,水冷绕组要测流量及泵水压合格后,接头包绝缘进行烘焙,绝缘电阻合格后,最后进行耐电压试验、起晕电压试验及端部接头电位外移试验。电连接锡焊时,采用中频感应加热。定子绕组装配的要求,为使在以后运行中无松动磨损,除通过上述全部试验外,每台发电机在出厂前还要测定端部的固有振动频率合格,第一台发电机并在空载及短路试验中测鼻端振动符合标准。

转子绕组装配,其加工流程一般是放制造好的槽绝缘,经耐电压试验合格后,下线。氢冷发电机每匝要焊接头,水冷发电机每一个线圈进出水空心铜线与不锈钢引水管都要焊接。下线中要防止损伤槽绝缘,匝间绝缘良好,电接头电阻正常。水接头要耐水压不泄漏,引水管(拐脚)尺寸正确,运行中无附加应力,焊接后试流量不堵塞,空冷及氢冷发电机通风孔不堵塞。下线完成后,槽部及端部都要经过压紧,匝间垫绝缘的冷压即可,包绝缘的还要经过热压、通电流或蒸汽加热,加压采用工装,加压后要经过绝缘耐压、匝间短路及测直流电阻试验合格后进入下一工序,水冷发电机还要经过泵水压及试流量。端部垫块配制时不能松,不能损伤绝缘及堵塞通风孔,所有垫块特别是楔下垫条要经过烘焙浸漆处理防止吸潮,敲入槽楔,特别是铝槽楔,要防止铝屑落入,影响以后对地及匝间绝缘。槽楔装配根据压紧后间隙尺寸配垫条,用液压机或小锤敲入。护环采用热套,采用工频或烘房加热、感应加热时,可采用间歇加热防止热不均匀,热套用专用装拆工具,加热时要控制护环温度及热套间隙,确保一次成功,加热温度不超过300℃,套装时要控制护环端与转子本体间隙,做到同心、间隙小于0.2mm不影响以后动平衡。采用径向导电螺钉与中心孔励磁引线固定结构的,检验螺钉绝缘要密封不漏,在装配时不脱壳,并与中心孔励磁引线先经预拉,保证螺纹接触及导电良好。氢冷发电机用多级压气机风扇的,热套风扇座环后,因热套面较长,需要缓慢旋转转子冷却,防止因收缩不均,使转子弯曲,转子全部完工后要进行精加工,达到图纸尺寸,最后还要进行烘焙去湿。

#### 1.6 转子动平衡、超速及总装配

发电机转速较高,根据国内外标准,出厂前都要经过1.2倍额定转速超速试验,超速后,测转子绕组直流电阻交流阻抗,并用波形法测试无匝间短路,对地耐电压试验合格,及低速时无异响(内部无松动),才能出厂,小容量发电机刚性转子,二阶临界转速高于超速转速,一般在低速动平衡机上平衡即可。大容量发电机挠性转子,二阶临界转速低于超速转速,甚至低于额定转速,则一般采用振型法平衡,使在额定转速下振动达到标准。振型法平衡即先在各阶临界转速附近平衡,再在额定转速下调整,大容量发电机特别是氢冷及空冷发电机转子,因运行中温度较高,还要进行



热运转，试验振动有无明显变化。如传动的励磁机只有一个后轴承时，还要与励磁机转子连接起来进行动平衡，以确保在电厂与汽轮机安装后，轴系振动能达到标准。平衡块位置最后都要固定好。超速实验室的安排，可以单独设立也可以设在车间地坑。单独设立一般用轨道平车或安装在动平衡设备摆架上运输，超速合格后，转子出厂前还要在车床上校调，达到联轴器端面及外圆、轴承挡外圆幌度达到 0.02mm，轴承挡表面粗糙度达到 0.4 $\mu$ m，表面粗糙度最后用细砂纸，有油脂润滑，打磨达到。这对长度超过 10m，本体直径超过 1m，质量 70~90t 转子加工，是有一定难度的。

氢冷发电机定子与转子在出厂前还要进行总装，密封瓦座外圆配车一定斜度，使密封瓦与轴密封面很好配合，并进行气密试验，发现问题在制造厂内解决，以确保在电厂安装顺利及漏氢量达到标准。

发电机在制造厂内试验，如水氢冷发电机就需要有轴承润滑油、氢气、密封油、定子绕组冷却水及上述系统的冷却水五个系统，还需要一定的电源、技术力量及时间，费用是比较大的，一般仅对第一台新产品进行全面试验，其他同类产品不进行整机试验，或进行不充氢试验。空冷发电机如非自带空冷器，还要安装进出风道，及有空冷器的冷却水系统。

1.7 发电机运输装箱

发电机运输装箱要考虑防雨、防冻、防潮、便于起吊及箱内固定，每箱有装箱单，每件有标签说明，出国产品或远程运输及室外存放，并要采用铁箱子，防潮最好采用充干燥惰性气体。

2 关键材料

对发电机所用材料，不同零部件有不同要求，品种规格很多，归纳起来可分为结构材料、导磁材料、导电材料及绝缘材料四大类。对这些材料的机械性能、电磁性能、绝缘性能及化学成分等要求也都不同，有的零部件如转子锻件既要求机械性能又要求磁化性能，转子绕组空心导线及转子励磁导电件既要求导电性能又要求机械性能，绕组端部固定用绝缘板及螺杆既要求绝缘性能又要求机械性能。

2.1 结构材料

定子的机座及端盖用钢板，要求焊接性能好，机座两端外壁及底脚板 80~130mm 厚钢板现在还从国外进口。出线室钢板及铁芯穿心螺杆要求用反磁钢，空位筋有圆钢及成型钢两种，有的设计也要求用反磁钢，它们长度都很长，对平直度也有要求。机座吊攀、铁芯隔振弹簧板一般用锻件，也要求焊接性能好，铁芯不用穿心螺杆时，还要供应反磁铸件大压圈，小容量发电机用铸铁，大容量发电机用铸钢，齿压板也有用反磁钢及反磁铸件两种，这些国内都已可制造供应。

转子采用整体合金钢锻件，现在百万千瓦级 2 极发电机已能锻造出转子本体直径  $\phi$ 1275mm、质量约 90t，4 极发电机已能锻造出转子本体直径  $\phi$ 1900mm、质量约 180t，如锻件与钢锭质量比为 1:2 时，则需要 180t 及 360t 钢水铸锭及锻造，机械性能、磁化性能及质量都有一定要求，是有一定难度的。目前已可供应无中心孔转子，但如探出中心部位有伤，则仍需打中心孔消除缺陷，机械性能除要求强度及塑性外，对残余应力也要求小，防止转子投运后变形引起振动大，探伤除内部超声探伤，外表面轴承挡及本体到轴柄过渡

区运行中要承受疲劳应力处也要表面探伤，防止以后缺陷发展成开裂。转子锻件目前 300MW 及以下发电机，国内已可制造供应，但还有差距，容易生锈，600MW 已有少量供应，大部分还从国外进口。护环用反磁钢锻件，现在 18Mn18Cr 钢种，国内小容量发电机已有少量供应，大部分从国外进口，原用的 18Mn5Cr 钢种，对应力腐蚀较敏感，在运行检修中要加强检查，国外也是这样处理的。转子槽楔有铝合金板材及铍铜合金锻件两种，其他中心环、风扇环、导风环及集电环，都采用锻件，小容量发电机用优质碳钢，大容量发电机用合金钢，集电环用材料要与电刷材料匹配，防止运行中在集电环表面发生电化学腐蚀起沟，风扇叶片也有模锻铝叶片及不锈钢叶片两种，这些国内都可制造供应。其他轴承轴瓦用高锡低熔点合金及冷却器用含镍铜管国内也都可以供应。引进技术中转子离心风扇也有用铸件的，现在从国外进口，在供应厂要进行的超速试验及探伤应合格。

2.2 导磁材料

定子铁芯及磁屏蔽用硅钢片，大部分还从国外进口，铁芯硅钢片表面涂层要求已在前面绝缘设计中说明。

2.3 导电材料

定子绕组用绝缘实心及空心铜导线，转子绕组用含银排，励磁引线用铝铜锻件现在国内都可制造供应。定子绕组用不锈钢空心导线，要求塑性好，便于成型，还从国外进口。铁芯端部用铜屏蔽国内也制造供应，用整块铜板冲压成。

2.4 绝缘材料

定、转子绕组用主要绝缘材料，在前面绝缘设计中已说明，现在主绝缘用粉云母带、绝缘漆，端部固定用绝缘板、绑环、大锥环、防晕材料防晕漆、半导体板、带出线用瓷套管国内都已可制造供应，但绝缘环氧波纹板、绝缘螺杆、聚四氟乙烯布滑移层及一些少量特种绝缘材料等还大都从国外进口。

中大型汽轮发电机关键零部件材料主要性能要求、代表性数据见表 5.3-1，具体要求还要根据各产品实际需要及其采购规范确定。

表 5.3-1 中大型汽轮发电机关键零部件材料  
主要性能要求、代表性数据

关键零部件名称	材料名称及性能	机械性能	
		屈服强度 $\sigma_s$ (MPa)	延伸率 $\delta_5$ (%)
机座及端盖用钢板	焊接用钢板（低合金钢或锅炉钢板）	220~350	20~25
隔振用弹簧板	合金钢锻件	700	16
定子出线室	反磁钢板	207	40
定子铁芯硅钢片	0.5mm 厚、冷轧无方向性，铁损在 1.5T、50Hz 时不大于 3.1W/kg 表面有防护层，磁化性能在 50A/cm 时不小于 1.59T		
铁芯定位筋	磁性圆钢	360	18
	反磁型钢	200	45
铁芯穿心螺杆	高性能反磁圆钢	490	
铁芯齿压板	反磁钢铸件	240	
	反磁钢	350	

续表			
关键零部件名称	材料名称及性能	机械性能	
		屈服强度 $\sigma_y$ (MPa)	延伸率 $\delta_5$ (%)
铁芯大压圈	反磁钢铸件	240	15~20
定子线棒绝缘铜线	空心铜线及实心铜线两种 合铜 99.9%、电导率 100%、 双边绝缘厚 0.4mm、空心导 线耐水压 3MPa 不漏水、无 氧铜或低氧铜		
定子线棒主绝缘	F 级环氧玻璃布粉云母带 0.14mm 厚、多胶及少胶 两种、每毫米耐电压 35~ 40kV		
转子整体锻件	铬镍钼钒合金钢 残余应力不大于 60MPa、 磁化性能在 50A/cm 时不小 于 1.6T	670~730	17
护环	18Mn18Cr 反磁钢锻件对应力腐蚀不 敏感	790~1300	17
转子绕组铜线	空冷及氢冷用含银铜排， 含银 0.085%	235~262 130℃时 $\geq$ 69	
	水冷时采用冷拉空心铜线， 外方内方或外方内圆，耐水 压 20MPa 不漏水，长度 80~ 100m		
转子铝槽楔	航空用铝合金板	300	10

续表			
关键零部件名称	材料名称及性能	机械性能	
		屈服强度 $\sigma_y$ (MPa)	延伸率 $\delta_5$ (%)
转子铜槽楔	铍铜合金锻件，电导率 45%	590	15
转子励磁	铍铜合金锻件，电导率 85%	280	12
转子引水管 (拐脚)	不锈钢管，壁厚 2mm	250	40
风扇叶片	螺旋风扇用模锻航空用铝合 金	275	12
	压气机型多级风扇用不锈钢	560	15
集电环	合金钢锻件要与炭刷材料匹 配	700~900	13~15
轴瓦	低熔点高锡轴瓦合金，耐温 90~100℃	80	
冷却器用水管	镍铜管含镍 10%，海水冷 却一般用含镍 30%或钛管		
定子绕组绝缘水管	用聚四氟乙烯，水管长 500~1000mm，冷态耐水压 3MPa、耐温 85℃、耐电压 100kV		
转子绕组绝缘水管	用外层钢丝编织内层聚四氟 乙烯，水管长 300~500mm， 冷态耐水压 25MPa、耐温 85℃、耐电压 10kV		

(王作民)

## 第4章 励磁系统与设备

励磁系统的基本任务：当发电机的负载工况发生变化时，维持机端电压为设定值；当电力系统受到扰动时，能保持发电机稳定运行，从而提高系统运行的稳定性；当发电机出现异常工况时，能用励磁调节的手段限制异常工况超限，保护发电机。

按给定的控制规律，为发电机的励磁绕组施加和调节励磁电流的各种设备所组成的系统称为励磁系统。它可以由旋转励磁机、静止励磁机、自动励磁电压调节器 AVR、整流装置、灭磁装置、转子过电压保护和起励装置等，按不同的励磁方式组成。

在 GB/T 7109.1—2008《同步电机励磁系统 定义》中，励磁控制定义：响应于包括同步电机、它的励磁机以及与之连接的电网在内的系统状态的信号特性，从而改变励磁功率的控制。可见励磁系统是联系发电机与电网的重要设备，它的性能直接影响发电机及电网的安全运行和送电能力；在众多改善发电机和电力系统稳定运行的措施中，采用性能良好的励磁系统与设备是公认的经济而有效的手段之一，因此要求它可靠性高、性能优、功能全。

随着电力系统容量的扩大、近代电子器件、数字控制、继电保护、负载开关等技术以及现代控制理论的发展，当今励磁系统与设备的技术已发展到了这样的阶段：励磁方式由繁到简，自并励静止励磁方式受到广泛的重视和采用；自动励磁电压调节器由数字式替代了模拟式；尽管经典的控制理论还处于主导地位，但现代控制理论的研究和应用也在不断取得进展；励磁控制的附加功能由少到多、到全；单元或部件多重化成为励磁系统冗余和提高可靠性的主要方式之一。

励磁系统的容量依发电机容量大小和不同的设计特点，约占发电机容量的 0.25%~1.0%。

### 1 励磁系统在发电和输电中的作用

#### 1.1 维持发电机端电压为恒定值

励磁系统与设备的主要任务之一是维持发电机端电压为恒定值，它是电力系统稳定运行的基础，也是重要的供电品质指标之一。维持恒定值的能力称为励磁控制系统的“静差率”或“调节精度”。

#### 1.2 合理调节发电机的无功负荷

对于并联运行的发电机，由于发电机和励磁控制系统特性不一致，当电网电压发生变化时，无功不能按发电机无功承受能力进行分配，限制了发电机的利用率。为此在励磁控制系统中设有电压调差单元，它的任务是当发电机无功增加或减少时，合理地调整无功输出，充分发挥发电机承受无功的能力。对于发电机—变压器组的单元接线，电压调差用于提高输出主变压器高压侧的电压精度。其指标称为“电压调差率”或称“无功电流补偿率”。

#### 1.3 提高电力系统的静态稳定性

电力系统静态稳定性的实质是运行点的稳定性，是指在

小的负荷扰动下，发电机本身恢复稳定运行的能力。对于发电机，在正常运行的情况下，输入的机械功率与输出的电磁功率是平衡的，它的输出电磁功率常以功角特性表达

$$P = \frac{E_q U_s}{X_z} \sin \delta_{ES} \quad (5.4-1)$$

式中：P 为发电机输出的电磁功率； $E_q$  为发电机内电动势； $U_s$  为受端母线电压； $\delta_{ES}$  为发电机内电动势  $E_q$  与受端母线电压  $U_s$  间的夹角； $X_z$  为发电机与受端母线间总电抗。

当电磁功率的增量  $dP$  与功角的增量  $d\delta_{ES}$  之比  $dP/d\delta_{ES} \geq 0$  时，运行是稳定的；当  $dP/d\delta_{ES} < 0$  时，运行将不稳定。

当代的励磁系统，要求自动励磁电压调节器（AVR）以自动方式投入运行，发电机受到小扰动时，AVR 也会参与调节，所以有的专家称这种工况为微动态稳定。

#### 1.4 提高电力系统的动态稳定性

动态稳定性是指电力系统遭受大的扰动之后，发电机保持和恢复到稳定运行状态的能力。当电力系统工况变化时，AVR 进行自动调节，力图保持发电机端电压恒定，此时的发电机内电动势  $E_q$  随励磁电流的变化而变化。

图 5.4-1 所示的发电机功角特性表明，当发电机负荷增加时，为维持机端电压  $U_s$  恒定，AVR 自动调节增加励磁， $E_q$  增大，于是出现另一条功角特性曲线。如果负荷持续增加（变化），自动励磁调节持续起作用，功角特性不断跟着变化，于是出现了功角特性曲线族  $E_{q1}$ 、 $E_{q2}$ 、 $\dots$ 。此时电磁功率最大值  $P_{max}$  将与励磁系统强行励磁顶值相对应。

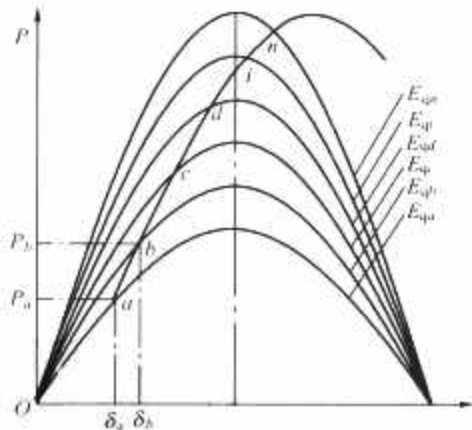


图 5.4-1 发电机功角特性

设负载从  $P_a$  增大到  $P_b$  时，自动调节励磁使内电动势从  $E_{q1}$  增加到  $E_{q2}$ ，工作点从  $a$  点移到  $b$  点，功角从  $\delta_a$  增到  $\delta_b$ 。如负载继续增加，其工作点将沿  $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、 $\dots$  继续移动，直到功角  $\delta$  的某一值。

在这一物理过程中， $E_q$  和  $\delta$  两个变量引起电磁功率的变化可表示为

$$\Delta P = \Delta E_q \frac{U_s}{X_d} \sin \delta + \Delta \delta \frac{E_q U_s}{X_d} \cos \delta \quad (5.4-2)$$

式中： $\Delta E_q$  为发电机内电动势的变化量； $X_d$  为发电机与受端母线间总电抗。

当  $\delta > 90^\circ$  时，虽然式（5.4-2）的第二项为负值，但第一项却为正值，其和仍然可能是正数，系统还可以是稳定的。当励磁调节装置的有关参数合理时， $\delta$  角大于  $90^\circ$  的某



一直,还可能保持  $\Delta P \geq 0$ , 系统还能稳定。

由于自动调节励磁的作用,使功角特性沿  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、...变化的曲线称为外功角特性曲线,稳定运行于  $\delta > 90^\circ$  的区域,通常称为人工稳定区。外功角特性曲线的幅值与励磁系统强励倍数有关,强励倍数越大,其幅值越高;但强励倍数的选择要兼顾发电机定、转子绕组热安全,转子绕组绝缘安全,励磁设备绝缘安全和电力系统稳定的实际需要,不能盲目地追求高强励倍数。

## 1.5 提高电力系统的暂态稳定性

电力系统遭受到大的冲击,例如短路、自动重合闸、输电线突然退出等大扰动后,发电机能否在短时间内从原来的稳定运行状态过渡到新的稳定运行状态,这就是暂态稳定问题。励磁调节对暂态稳定的影响如图 5.4.2 所示。正常运行时,机组的机械功率与电磁功率相平衡,运行于  $a$  点,功角  $\delta_0$ ;如遭受大扰动,系统电压下降,阻力矩—电磁功率急剧降到  $b$  点;加速力矩—机械功率由于惯性大,暂时保持不变 ( $P_0$ ),但大于  $b$  点的阻力矩,于是机组被加速,功角被急速拉大;此刻励磁系统快速强励,电磁阻力矩也快速增加;设功角增加到  $\delta_1$  时,电磁阻力矩提高到  $c'$  点时故障被切除。故障切除后,电磁力矩立即上升到  $e$  点,因惯性的作用,功角继续被拉大到  $\delta_2$ ,此时加速机械功率面积  $abc'd$  如果小于电磁阻力矩面积  $defg$ ,机组将减速,经数次摆动之后,最终运行在新的平衡点  $a'$ ,暂态稳定了。否则发电机失步,就失去暂态稳定。

为了阻止机组失去稳定,除要求开关快速切除故障外,还要求在功角被拉开的第一摆内(约 0.5s),快速强励,迫使功角回落,最终运行在新的稳定点,这也是快速强励的物理意义。

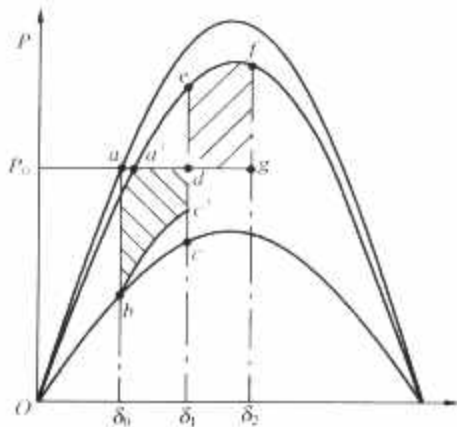


图 5.4-2 励磁调节对暂态稳定的影响

## 2 励磁系统主要性能

励磁系统性能必须全面满足相关的标准,可以分一般性能、静态性能和动态性能。

### 2.1 一般性能

如使用环境、过负荷能力、绝缘水平、调节范围、调节和自动切换的平滑性、附加功能及其性能、抗干扰和电磁兼容性能、故障强行切除率、灭磁和过电压抑制性能、均流和均压以及冗余能力等为一般性能。

### 2.2 静态性能

#### 2.2.1 控制精度

在规定的条件下(如负荷变化、环境温度、湿度、频率及电源电压变动等),被控量与给定值之间的不相符程度,

数值上用给定值和被控量之差值与给定值之比的百分数表示。如在规定发电机空载运行状态下,频率变化 1% 时,端电压变化不超过  $\pm 0.25\%$ ,就是与频率相关的控制精度。

#### 2.2.2 静差率

发电机在额定负载状态下,自动励磁电压调节器置于自动运行方式,电压给定值不变,无功补偿单元退出,将发电机的负载从额定值降到零,此时端电压的变化率  $\epsilon$  即为静差率,用公式表示为

$$\epsilon = \frac{U_0/U_N}{U_0} \times 100\% \quad (5.4-3)$$

式中:  $U_N$  为发电机额定工况时的端电压值;  $U_0$  为发电机负载从额定降到零时的空载电压值。

可见,励磁控制系统静差率的实质,就是发电机负载变化时的控制精度。按规定,要求  $\epsilon$  值小于 1%,而当今的励磁控制系统一般都能达到 0.5% 或更小。

#### 2.2.3 电压调差率(无功电流补偿率)

发电机并网,无功补偿单元投入,自动励磁电压调节器给定值不变,在功率因数为零的情况下,发电机无功电流从零变化到无功电流为定子额定电流值时,发电机端电压的变化率称为调差率  $\delta$ ,用公式表示为

$$\delta = \frac{U_{0N}/U_{IN}}{U_{0N}} \times 100\% \quad (5.4-4)$$

式中:  $U_{0N}$  为发电机空载额定电压值;  $U_{IN}$  为发电机功率因数为零,无功电流为定子额定电流值时,发电机端电压值。

对于在发电机端并联运行的机组,为了合理地分配机组间的无功负载,通常采用其端电压随无功电流的增加而下降的正调差特性。对于经主变压器与电力系统连接的单元接线机组,为了补偿主变压器的阻抗压降,提高主变压器高压侧的电压调节精度,则采用其端电压随无功电流的增加而上升的负调差特性。

对于无功电流值,有“额定无功电流”和“无功电流为定子额定电流值”两种定义,目前多数按后者定义。为了满足不同机组的要求,自动励磁电压调节器都具备正和负的调差功能,调节范围为  $\pm 8\% \sim 15\%$ 。

### 2.3 动态性能

动态性能指励磁系统受到扰动信号的干扰时,所表现出来的响应特性。它直接影响电力系统的暂态稳定、动态稳定和静态稳定能力。动态性能主要有:

#### 2.3.1 顶值电压倍数(强励倍数)

在规定的条件下,励磁系统输出的最大励磁电压与额定励磁电压之比,称为顶值电压倍数,用公式表示为

$$K_u = \frac{U_{\max}}{U_{IN}} \quad (5.4-5)$$

式中:  $K_u$  为励磁电压顶值倍数;  $U_{\max}$  为励磁系统负载顶值电压(当提供顶值电流时,励磁系统所提供的最大直流电压);  $U_{IN}$  为发电机额定励磁电压。

对于旋转电动机励磁系统,规定条件是指额定转速;对于从电压源(或机端)取得励磁电源的静止励磁系统,规定条件是指电源(或机端)电压。

由于机组容量的大小与电力系统稳定性有密切的关系,所以对顶值电压倍数的要求也与机组的容量有关。如果没有特殊的要求,可以与 IEC 的相关规定一致,取 1.6 倍;容量大于 200MW 及以上的机组,一般取较高值,如 1.8~2.0。

值得指出的是,为了不损害发电机转子绝缘的使用寿命,不给励磁设备带来不安全的因素,对于通过晶闸管整流

的励磁方式，在电源（或机端）额定电压下，其顶值电压倍数以不大于 2.5 倍为宜，否则长期加在转子绕组上的峰值电压（换相过电压）将超过相关标准规定的三倍转子出厂绝缘耐压峰值，对转子绝缘寿命构成威胁。而且，相关的研究也指出，顶值倍数大于 2.5 倍，对于提高电力系统的输送功率极限已不显著。

### 2.3.2 励磁系统标称响应（强励电压上升率）

对于直流励磁机励磁或交流励磁机—整流器励磁等常规的励磁方式，用平均标称响应来描述：由励磁系统电压响应曲线确定的，第一个 0.5s 时间间隔，励磁系统输出电压的增量  $\Delta U_E$  除以额定励磁电压  $U_N$ ，称为标称响应或平均励磁电压上升率  $U_E$ ，用公式表示为

$$U_E = \frac{\Delta U_E}{0.5 U_N} \quad (5.4-6)$$

式中： $\Delta U_E$  为强励后第一个 0.5s 内的平均励磁电压增量，此时面积  $S_{abc}$  应等于  $S_{adb}$ ，如图 5.4-3 所示； $U_N$  为发电机额定励磁电压。

一般要求 100MW 及以上的汽轮发电机， $U_E$  不低于 2 单位/s，其他不低于 1 单位/s。

对于快速响应的励磁系统，如无刷高起始响应和自并励静止励磁系统，不采用平均标称响应来描述，而是用响应时间描述：在规定的条件下，励磁系统达到顶值电压与额定负载时磁场电压之差的 95% 所需的时间小于或等于 0.1s，即  $U_{fd} \geq (U_{fc} - U_N) \times 95\%$ ，称为快速响应励磁系统，如图 5.4-4 所示。

实践中，如 QFSN-300-2 型 300MW 发电机无刷高起始响应励磁系统，其响应时间约 0.07s；自并励静止励磁系统属于固有的快速响应励磁系统。

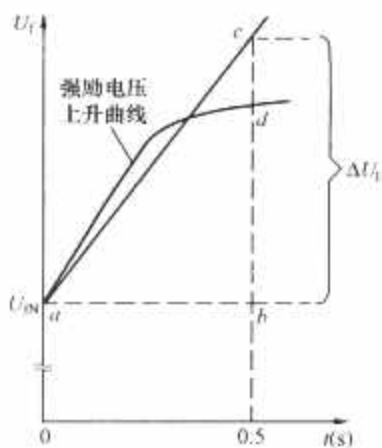


图 5.4-3 确定励磁系统  
标称响应

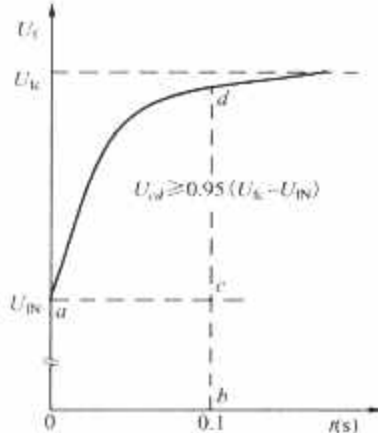


图 5.4-4 高起始响应特性

### 2.3.3 励磁系统的阶跃响应

励磁系统的阶跃响应是描述发电机受到某种小偏差信号干扰，励磁系统各环节仍处于线性工作范围内的响应特性。常用单位阶跃响应法（时域）和频率响应法（频域）进行分析和考核该性能。

按单位阶跃响应法考核励磁系统暂态响应性能时，要求它的超调量不大于阶跃量的 50%，摆动次数不超过 3 次，调节时间不超过 10s，如图 5.4-5 所示。

超调量  $M_p$  按公式计算为

$$M_p = \frac{U_m - U_{02}}{U_{02} - U_{01}} \times 100\% \quad (5.4-7)$$

按频域法考核励磁系统的暂态性能时，分别对发电机空载，励磁系统开环频率响应特性和励磁系统闭环频率响应特性进行考核。一般要求由开环频率特性所确定的相位裕量  $\varphi_m$  不小于  $40^\circ$ ，增益裕量  $G_m$  不小于 6dB；要求由闭环频率

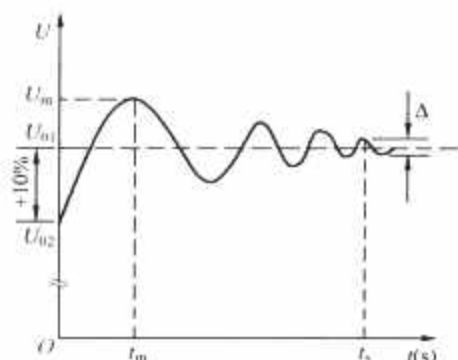


图 5.4-5 励磁控制系统阶跃响应

$U$ —发电机端电压； $\Delta$ —响应值与稳态值的差值； $t_s$ —调节时间， $\Delta$  到达  $\pm 5\%$  误差范围所需的最小时间，s； $t_m$ —峰值时间，响应值超过稳态值达到第一峰值所需的时间，s； $U_m$ —峰值电压，V 或标么值； $U_{01}$  和  $U_{02}$ —一阶跃的起始电压和稳态电压，V 或标么值

特性所确定的峰值  $1.1 \leq M_p \leq 1.6$ ，如  $M_p \geq 1.6$  表示容易振荡，在暂态响应中会有较大的超调量；频带宽度  $\omega_B$  不能太宽，尽管  $\omega_B$  的值越大表示励磁系统向电力系统提供正阻尼越强，但如大于 5Hz 提供负阻尼的可能性变大。

## 3 励磁系统方式

励磁系统方式原则上分旋转励磁机励磁方式和静止励磁机励磁方式两大类。数十年来，国内外的励磁专家所创立的励磁系统方式多种多样，有近 20 种之多，每一种方式的出现都与当时的技术水平和生产需要密切相关。

当今，由于各方面的技术发展，励磁方式的选用以简单、可靠、少维护、不降低发电机安全性和电力系统稳定性为原则，以往曾使用的励磁方式有一些除还在运行的机组外，新机组已很少采用。

在学术上，大型发电机  $d-q$  双轴励磁和交流励磁等新的励磁方式也有探讨和研究，但工程应用前景还不明朗。各种励磁方式见图 5.4-6。

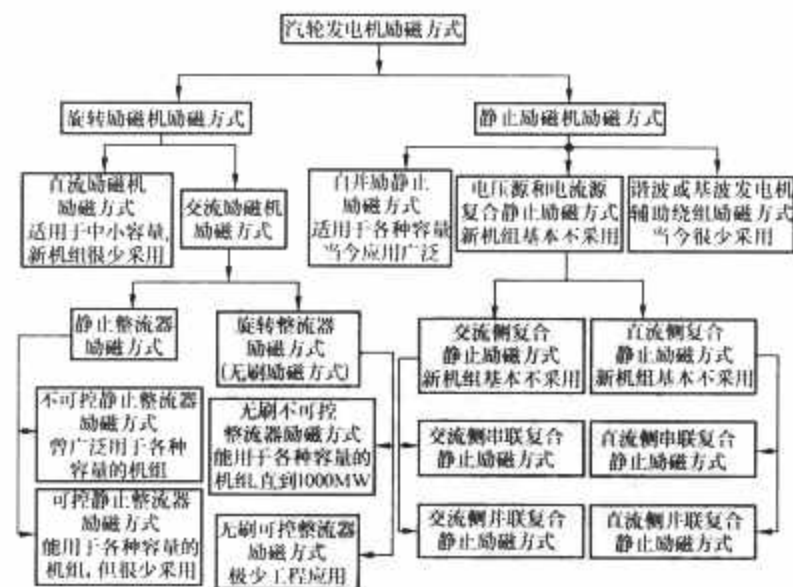


图 5.4-6 各种励磁方式框图

## 4 当代常用的励磁系统

### 4.1 自并励静止励磁系统

并接在发电机机端的励磁变压器，经晶闸管整流装置整流后返回发电机的转子绕组作励磁电源，这就是自并励的静止励磁系统工作原理。



发电机励磁电流由 AVR 按照发电机机端电压等信号的要求,对晶闸管整流装置进行移相控制,改变励磁电流的大小,从而实现对发电机的闭环自动或手动调节。

由于发电机的剩磁很小,一般剩磁电压不足以使发电机自行升压,所以必须外施一定的励磁电流,让发电机建立足够的初始电压,而后 AVR 便可按要求把发电机的电压升到目标值,直到并网运行。

系统由励磁变压器 ET、晶闸管整流装置 SCR、自动励磁电压调节器 AVR、灭磁开关 Q、起励装置 U 等组成,如图 5.4-7 所示。

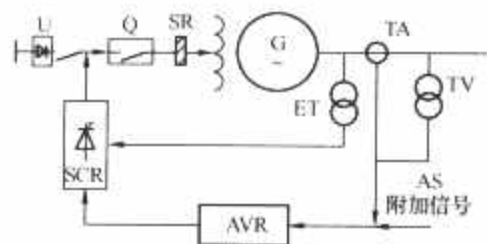


图 5.4-7 自并励静止励磁方式原理框图

#### 4.1.1 技术特点

(1) 励磁电流由 AVR 和晶闸管整流装置调节,反应速度快,属于固有的快速响应励磁系统。

(2) 接线简单,除集电环 SR 外,都是静止设备,维护方便。

(3) 与旋转励磁机励磁系统相比较,轴系短,轴系的动特性更好。

(4) 能设置灭磁开关,可外加灭磁电阻用来缩短纵轴灭磁时间常数,但是也增加了灭磁开关误动或拒动等故障几率,也增加了维护和检修的工作量。

(5) 励磁电源取自发电机机端,独立性差,与电力系统运行工况关系密切。

(6) 为防止发电机近端短路而影响继电保护的正确动作,一般应采取大电流启动低电压闭锁或阻抗型的继电保护措施,以满足继电保护的要求。

(7) 集电环和电刷引起的炭灰和噪声会污染环境,应加强维护,防止集电环等带电部分绝缘性能下降。

(8) 由于励磁电源的不独立性,一般不宜应用于弱小电网或自备电厂。

#### 4.1.2 励磁变压器

励磁变压器一般安放于室内,采用三相或三个单相干式变压器;也可以安放到室外,采用油浸式变压器。它应满足设计规范的要求并注意下面的问题。

##### 4.1.2.1 励磁变压器容量的计算原则

当发电机励磁电压和电流不超过其额定值的 1.1 倍时,励磁变压器能保证连续运行;在规定的发电机端电压、最小控制角(约  $15^\circ$ )并计及换弧压降和线路压降后(一般取系数 1.1 倍),能满足发电机强励顶值的要求;应采取相应的措施克服因负载电流波形畸变所引起的负面影响;可利用励磁变压器的短时过电流能力来满足强行励磁的要求,不必为此提高二次绕组的额定电流值;恰当地选择短路阻抗,保证在强励时整流电路仍处于第一换相状态(换弧角小于  $60^\circ$ ),满足限制短路电流的要求又不能使造价太高。

##### 4.1.2.2 采取措施抑制高次谐波的危害

由于强行励磁的需要,励磁变压器二次电压高,正常运行时,晶闸管整流装置的控制角  $\alpha$  一般大于  $60^\circ$ ,负载电流波形严重畸变,高次谐波分量。为了防止高次谐波对发电机端电压的污染,要求励磁变压器高、低压绕组之间设置屏

蔽层并接地;为了防止高次谐波引起铁芯和绕组温升超标,应适当降低铁芯磁密和绕组的电流密度或加强冷却。某些厂家的经验:与电力变压器相比,相当于应增大励磁变压器容量约 14%,其中 8% 用于降低铁芯磁密,6% 用于降低铜绕组的电流密度以减小绕组铜耗。

#### 4.1.2.3 合理设置抽头

自并励静止励磁方式在电厂进行发电机或发电机—变压器组空载和短路特性试验时,一般采用 6.3kV 厂用电。所以励磁变压器低压侧电压能否满足空载和短路试验要求,必须进行校核。如不能满足,应在高压侧设抽头,不宜提高低压侧电压、增加励磁变压器的容量。提高低压侧电压不仅提高了强励顶值,降低了发电机的热安全性,还会加剧加在转子绕组上的峰值电压,可能会危害转子绕组的绝缘安全。按规定,磁场绕组两端所加的整流电压最大瞬时值不应大于规定的磁场绕组出厂试验电压幅值的 30%。

#### 4.1.3 晶闸管整流装置

晶闸管整流装置的制造技术已经相当成熟,冗余较大,可靠性较高,它应满足设计规范的要求并注意下面的问题。

##### 4.1.3.1 晶闸管元件重复峰值电压的选择

元件重复峰值电压必须能承受各种可能的转子过电压而不损坏,包括换相过电压、滑极和异步运行过电压。有的厂家对典型的周期性换相过电压按  $(1.4 \sim 1.5)$  倍、元件重复峰值电压按 2.75 倍励磁变压器低压侧的电压正弦峰值选取。一般认为,正常的滑极和异步运行过电压约等于  $3.0 \sim 4.0$  倍转子额定励磁电压。

##### 4.1.3.2 整流柜的柜间均流

一般整流柜数(或并联支路数)都大于 1,所以有均流的问题。多路并联的均流措施,除常规的方法之外,数字均流法已普遍采用,即通过快速采集运算,调节各支路的控制角,达到高均流系数的目的。然而在设计整流柜的容量时,建议按常规均流方法来选用均流系数,把数字均流的高均流系数当冗余考虑。

#### 4.1.4 自并励静止励磁与发电机轴电压

发电机磁路不对称、轴向磁通和汽轮机叶片静电荷在发电机机组的轴上产生的轴电压,通常由接在发电机汽轮机端转轴上的接地电刷加以抑制。

采取自并励静止励磁后,由于晶闸管 6 脉冲整流产生了一种新的轴电压源,并与原有的轴电压叠加,提高了轴电压的幅值,必须引起重视。新的轴电压源的特点:频率为基波的 3 倍,幅值决定于励磁变压器共模电压的幅值和整流电压跳变的上升率、励磁绕组对地电容、轴瓦经油膜对地电容以及励磁变压器对地电容等。它与原有轴电压叠加之后,使轴电压既有高频分量也有低频分量。

为了抑制新的轴电压,除常规的发电机励磁机端轴承对地绝缘和汽轮机端轴经电刷接地外,还在整流装置输出的正极和负极对地加接对称的电阻—电容抑制电路,无源 R-C 吸收轴电压电路如图 5.4-8 所示。用于抑制磁路不对称引起的轴电压(见图 5.4-8 中的 3),一般选用  $2.0 \mu\text{F}$  交流电容,串接  $1.8 \Omega$  电阻和保护熔断器。也可以同时在发电机转轴的励磁机端对地接入电阻—电容抑制电路(见图 5.4-8 中的 2),用于减小转轴励磁机端对地容抗,降低油膜在等值电路中所分配到的轴电压值,一般选用  $10 \mu\text{F}$  交流电容,并接  $400 \sim 500 \Omega$  电阻。

值得指出的是,首先击穿油膜的是轴电压峰值,所以测量轴电压既要测它的有效值,也应采用示波器测它的峰值,测量峰值更具有预防的实用价值。



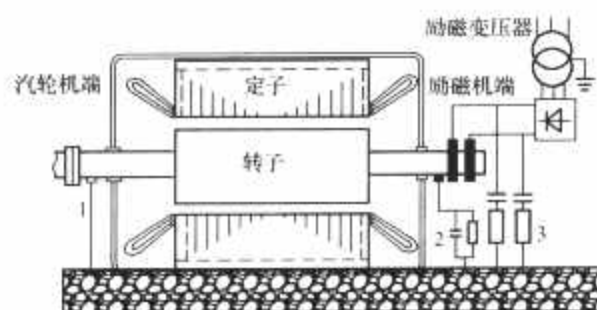


图 5.4-8 无源 R-C 吸收轴电压电路

1 汽轮机端接地电刷；2 励磁机端无源 R-C；  
3 正负对称无源 R-C

## 4.2 旋转交流励磁机励磁系统

常用的旋转交流励磁机励磁系统有“有刷”、“无刷”、“慢速”、“快速”响应四种，其实质相同。在此仅重点介绍无刷高起始响应励磁系统。

无刷高起始响应励磁系统由无刷交流主励磁机、永磁副励磁机、旋转整流装置和自动励磁电压调节器等组成。无刷励磁系统原理框图如图 5.4-9 所示。

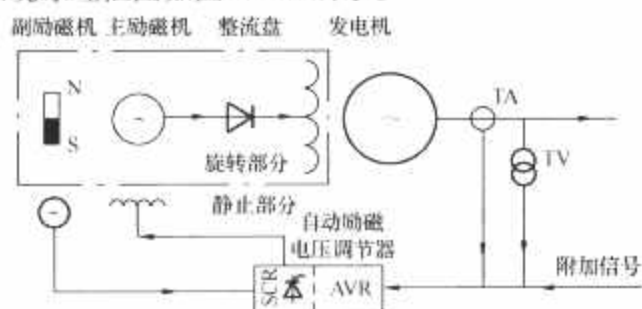


图 5.4-9 无刷励磁系统原理框图

### 4.2.1 主要的技术特点

- (1) 经特殊设计，响应速度达到或超过高起始响应的技术要求。
- (2) 没有集电环和电刷，没有集电环、电刷所引起炭粉、噪声和维修工作量较大的问题。
- (3) 励磁电源独立，不受电网各种故障状态的影响。
- (4) 交流主励磁机、副励磁机和整流装置与发电机同轴旋转，电气接线极其简单。
- (5) 轴系较长，对安装的技术水平要求较高。
- (6) 采取间接方法测量发电机的励磁电流，没有外加的纵轴快速灭磁措施。

### 4.2.2 无刷交流主励磁机

无刷交流主励磁机是一台旋转电枢式的三相交流发电机，电枢的交流输出接到旋转整流盘进行整流，而后通过转轴中心孔引线送到发电机的转子绕组。

设计时，按顶值电压的要求选取磁密的工作点，按发电机额定励磁电流的 1.1 倍选取电枢绕组的电流密度，励磁机的容量一般按发电机额定励磁功率乘以额定励磁电流 1.1 倍和额定励磁电压 1.1 倍。为了使三相全波整流桥在强励输出时处于第 I 种换相状态（换弧角小于  $60^\circ$ ），必须限制它的换弧电抗。

对时间常数要求不高的励磁机还可设计阻尼绕组以减小换弧电抗，要求时间常数短的励磁机则通过定、转子采用叠片式磁路和减小气隙来缩短时间常数，转子叠片式比实心锻件转子可减小时间常数约 25%。为了减小尺寸，额定频率常选用 100~250Hz。

如励磁机用于高起始响应的励磁系统，磁场绕组应设计为大励磁电流，10~20V 的低励磁电压，便于与永磁副励磁

机配合，把励磁机磁场的强励顶值提高到 10~30 倍，从而提高励磁系统响应速度。

### 4.2.3 旋转整流装置

旋转整流装置是无刷励磁技术的核心部分，众多的整流元件、熔断器、保护电容器及交、直流引线都布置在高速旋转和空间窄小的转盘内。

图 5.4-10 所示为一台用于 300MW 无刷汽轮发电机的旋转整流盘剖面示意图。单盘（正、负极共用一个盘）内装有 24 个整流组件（见图 5.4-11），每个组件有 400A、2000V 正极性和负极性二极管各一个，两个 0.3  $\mu$ F、DC2000V 抑制换向过电压的电容器和两个 15A、AC750V 保护电容器的小熔断器；48 个 670A、AC750V 快速熔断器和交、直流引线；正、负极通过径向导电杆和中心孔引线接到发电机转子绕组。

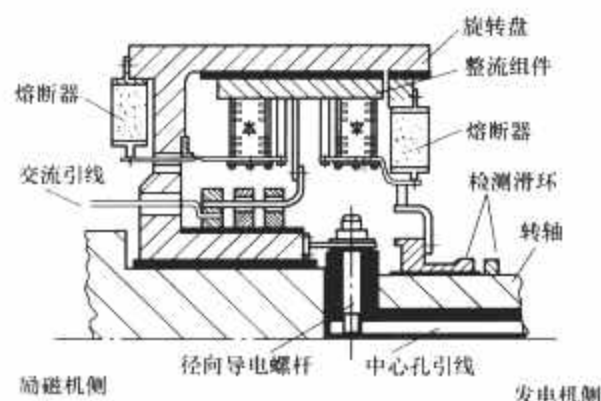


图 5.4-10 旋转整流盘剖面示意图

大容量、高励磁电压和大励磁电流的机组，必须充分解决旋转整流装置的一些技术难题，如：

- (1) 合理设计整流元件散热器，不当的设计会在高速空气摩擦下起不到散热效果。图 5.4-11 和图 5.4-12 采用了两种不同设计的散热器。

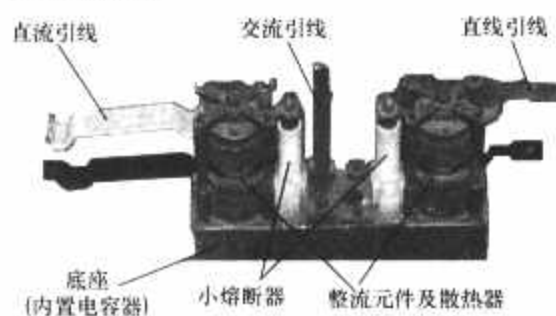


图 5.4-11 旋转整流元件散热器

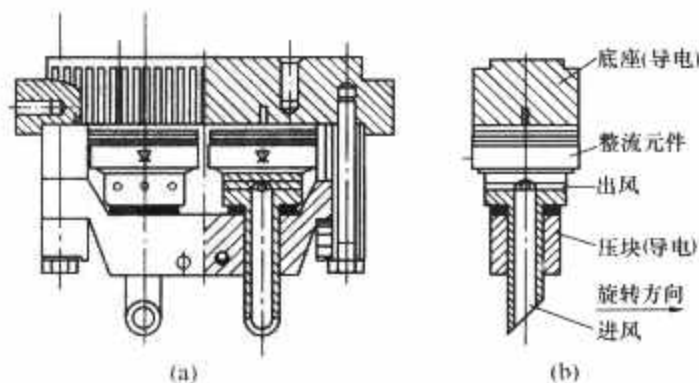


图 5.4-12 直接风冷发电机整流元件散热器

(a) 正视图；(b) 侧视图

- (2) 熔断器既要承受高的离心力，又要在回路故障时快速保护整流元件。

- (3) 切实解决并联元件间的均流，并联数较少的，一般仅控制正向压降差值，如正向压降 1.25~1.30V 的 8 个元件并联，允许 0.05V 差值，均流系数可取 0.8；对于更多并联数的设计，如 20 个并联，则要求各元件的正向特性基本

一致, 如门槛电压差值  $\Delta U_{T0} \leq 0.01V$ 、斜率电阻差值  $\Delta R_0 \leq 0.01m\Omega$ 、峰值压降差值  $\Delta U_{TM} \leq 0.05V$ 、平均压降差值  $\Delta U_{T(AV)} \leq 0.02V$ 、均流系数可达到 0.9。

另一种均流方法是多整流桥均流法。多“Y”整流均流电路如图 5.4-13 所示, 励磁机电枢的每个“Y”支路各接一组三相全波整流桥, 整流桥输出并联后接到发电机转子绕组。这种方法的均流系数实质上决定于各相电动势的平衡度, 因此均流系数高。

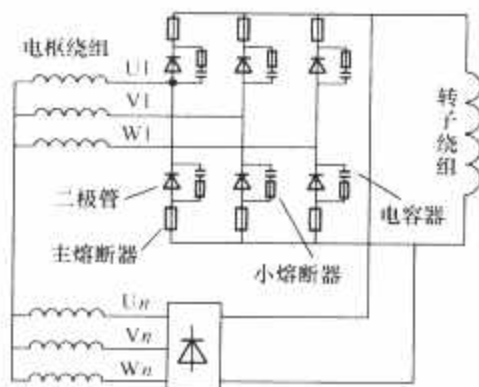


图 5.4-13 多“Y”整流均流电路

#### 4.2.4 交流励磁机

交流励磁机电枢输出经晶闸管整流桥为交流励磁机提供励磁电流, 并由 AVR 进行控制, 从而调节发电机的机端电压。

交流励磁机有感应式和非感应式、永磁和非永磁之分。随永磁材料技术的进步, 当代的交流励磁机都为永磁式。

为了提高自动励磁调节系统的反应速度, 减小相移时间, 励磁机一般采用 250~500Hz 设计。在结构上一般有三种形式:

(1) 内转磁钢式。磁钢安放在外径较小的转子上, 转子外是静止的电枢。这种结构要求磁钢性能好、质量轻、体积小, 如稀土钴系列。

(2) 外转磁钢式。磁钢在电枢外旋转, 磁钢安装在如同转子护环一样的钢环内旋转, 磁钢内侧是静止的电枢。这种结构允许较大的磁钢尺寸, 如铝镍钴系列。

(3) 永磁感应式。磁钢和电枢都在定子里, 转子由齿槽状的硅钢片叠装而成, 齿数(或槽数)就是它的极对数, 如八个齿就是八对极、400Hz。这种结构允许更大的磁钢尺寸, 但由于感应式耗材多、体积大、噪声也大, 已被淘汰。

#### 4.2.5 高起始响应的交流励磁机励磁系统

如不采取特殊的设计措施, 旋转励磁机励磁系统, 只能是常规响应速度(俗称慢速)的励磁系统。采取特殊设计后其响应速度可以达到或超过高起始响应的技术要求, 即励磁电压响应时间不大于 0.1s。一般采取两项措施来实现高起始响应特性。

##### 4.2.5.1 减小交流励磁机动态等值时间常数

这里的“动态”指励磁控制系统各环节未饱和, 励磁机输出未达到顶值电压值之前的控制行为。此时采用交流励磁机输出电压或磁场电流硬负反馈可减小它的动态等值时间常数, 硬负反馈的传递函数框图如图 5.4-14 所示。

$K_e/(1+T_e s)$ —交流励磁机的传递函数;  $K_e$ —交流励磁机放大倍数;  $T_e$ —交流励磁机负载时间常数;  $\Delta U_d$ —励磁机励磁电压增量;  $K_a$ —包含在反馈环内, 除励磁机外的放大倍数;  $K_f$ —负反馈环节放大倍数;  $\Delta U_f$ —励磁机输出电压增量。

从传递函数框图得励磁机硬负反馈传递函数为

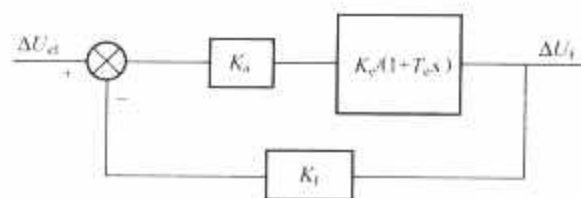


图 5.4-14 励磁机硬负反馈传递函数框图

$$W_{wf}(s) = \frac{\Delta U_f}{\Delta U_d} = \frac{K_a K_e / (1 + T_e s)}{1 + K_f K_a K_e / (1 + T_e s)} \approx \frac{K_a K_e}{K_F} \frac{1}{1 + \frac{T_e}{K_F} s} \quad (5.4-8)$$

式中:  $K_F$  为负反馈系数,  $K_F = 1 + K_f K_a K_e$ 。

从式(5.4-8)可知:

(1) 加硬负反馈之后励磁机等效时间常数减小了  $K_F$  倍。

(2) 虽然反馈环内的放大倍数同样减少了  $K_F$  倍, 但可提高反馈环之外其他环节的放大倍数得到补偿。

##### 4.2.5.2 提高励磁机励磁电压的顶值倍数

如果不计励磁机的阻尼, 发电机强励时励磁电压上升曲线遵循恒电流特性, 此时发电机励磁电压增量为

$$\Delta U_f(t) = (1 - e^{-t/T_e}) (K_E - 1) U_{fN} \quad (5.4-9)$$

从式(5.4-9)得发电机励磁电压变化率为

$$\frac{d\Delta U_f(t)}{dt} = (K_E - 1) U_{fN} \frac{1}{T_e} e^{-t/T_e} \quad (5.4-10)$$

式中:  $T_e$  为励磁机带负载时的时间常数;  $K_E$  为励磁机励磁电压顶值倍数;  $U_{fN}$  为发电机额定励磁电压,  $U_{fN} = 1p.u.$ 。

例如, 某 300MW 发电机的无刷高起始响应励磁机  $T_e \approx 0.64s$ ,  $K_E = 10.5$ , 由式(5.4-10)可得它的初始增长速率为

$$\left. \frac{d\Delta U_f(t)}{dt} \right|_{t=0} = \frac{1}{0.64} = (10.5 - 1) = 14.8$$

如果  $K_E = 2.0$ , 按式(5.4-10)计算得

$$\left. \frac{d\Delta U_f(t)}{dt} \right|_{t=0} = \frac{1}{0.64} = 1.56 \ll 14.8$$

可见提高励磁机励磁电压的顶值倍数, 能有效地提高强励时发电机初始励磁电压的上升速度。某些运行的机组,  $K_E$  的取值如下:

QFSN 型水氢氢 300MW 发电机,  $K_E = 10.5$ 。

QFSN 型水氢氢 600MW 发电机,  $K_E = 18$ 。

QFN 型全氢冷 300MW 发电机,  $K_E = 18.55$ 。

QFN 型全氢冷 600MW 发电机,  $K_E = 28.3$ 。

试验表明: QFN 型全氢冷 300MW 发电机的无刷高起始响应励磁系统, 采取上述两项措施后, 强励时励磁电压响应时间约为 0.07s。

值得指出的是, 提高励磁机励磁电压的顶值倍数, 只是为了提高强励时发电机初始励磁电压的上升速度, 一旦励磁机磁场电流达到限值时(如对应于发电机励磁电流 2 倍), 就必须立即加以有效的限制。

#### 4.3 备用励磁电源

以前, 由于直流励磁机可靠性较差, 常采用电动一直流励磁机组或调压器—可控整流装置等备用励磁电源; 当今, 由于以无刷励磁和静止自并励励磁系统为主, 备用问题在整流装置的冗余中考虑, 运行中允许退出若干个并联支路。值得指出的是, 为了缩短无刷励磁机组出现严重事故的抢修周期, 有必要备用无刷励磁机转子。



## 5 自动励磁电压调节装置（AVR）

自动励磁电压调节装置是励磁控制的中枢，对发电机和电力系统的稳定及安全运行起着重要的作用。因此对它的要求可归纳为可靠性高、性能好和功能完善。

在过去的半个世纪中，AVR 经历了机电式（如振动型和碳阻型）、电磁式（如 KFD-3 型）和半导体电子式等模拟式的发展过程。紧随数字控制技术的发展，20 世纪 80 年代，数字式 AVR 已投入工业运行。当今，数字式已取代了模拟式，在发电和输电中发挥着重要的作用。

在励磁控制理论方面，由早期按发电机端电压偏差进行单输入和单输出的比例式调节方式发展到按机端电压偏差的比例—积分—微分的 PID 调节方式。随着高增益和快速励磁调节的应用，机组的阻尼被削弱，电力系统容易出现 0.2~3Hz 的有功低频振荡，于是提出和应用了增加正阻尼的电力系统稳定器（PSS），从而出现了 PID+PSS 的多输入控制模式。

尽管当前自动励磁电压调节装置的控制模式仍然以 PID+PSS 经典线性控制理论为主导，但是力求把现代控制理论应用到励磁控制的研究多年来都很活跃，线性最优控制、非线性控制、自适应控制、模糊逻辑控制和神经网络控制等的研究也取得了可喜的进展。

### 5.1 自动励磁电压调节器的主要构成

自动励磁电压调节器一般由基本控制、辅助控制和励磁限制及保护三大部分组成，如图 5.4-15 所示。

基本控制部分是励磁控制的核心，主要实现发电机电压调节和无功补偿的基本功能，通常包括测量比较单元、调差单元、综合放大单元和移相触发单元。

辅助控制部分是根据运行的需要在基本控制之外附加的一些稳定控制和补偿环节，用于改善励磁控制系统与发电机和与之连接的电力系统的稳定性，如电力系统稳定器、励磁系统稳定器和励磁机时间常数补偿器等。

励磁限制和保护部分是用于在各种异常运行情况下，对发电机的运行数据提供必要的限制和保护，保护发电机安全运行和系统稳定，如过励磁瞬时限制和保护、欠励磁限制和保护、过励磁限制和保护、电压互感器断线保护、定子过电压保护等。

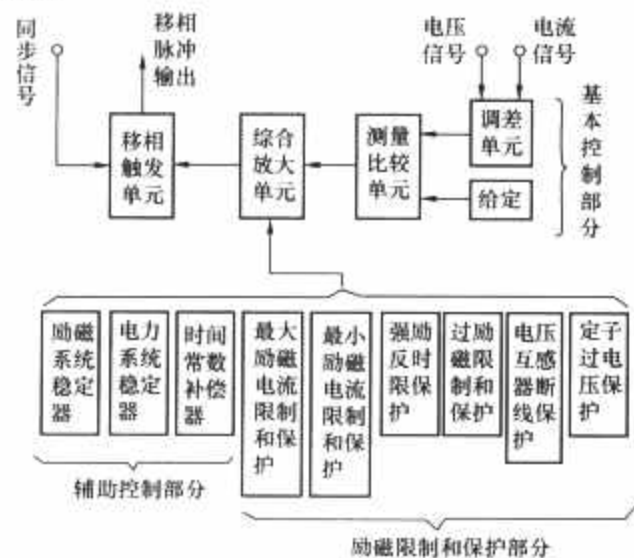


图 5.4-15 自动励磁电压调节器基本构成

### 5.2 主要功能和控制功能

励磁系统的所有功能都通过 AVR 来实现。AVR 检测发电机工况信号的变化量，按给定的控制规律，及时调节发

电机的励磁电流以满足发电机稳定和安全运行的要求，主要体现在维持发电机端电压恒定，合理分配发电机间的无功负荷或无功补偿，并提高电力系统输送功能极限等。

在 PID+PSS 控制模式下的 AVR，某些产品为了 AVR 能适用于发电机和电动机，一般除了具有恒定电压控制和恒转子电流控制之外，还设有恒功率因数控制、恒定子电流控制或恒无功电流控制等。

对于发电机，AVR 自动运行时，投用恒电压控制，最大限度地保持各种工况下的电压恒定，以利于电力系统稳定运行。恒转子电流控制不能维持定子电压恒定，对电力系统稳定运行不利，所以只有当 AVR 的自动恒电压运行功能出现故障，方可投用，甚至于应降低负荷运行以求得稳定。

至于恒功率因数控制、恒定子电流控制或恒无功电流控制，一般只用于电动机的励磁控制；电力行业的某些规章规定，发电机不允许投用这些控制功能，因为它只局限于保护发电机安全，对电力系统的稳定运行有害。

### 5.3 自动励磁调节装置的辅助功能、限制功能和保护功能

当代 AVR 的辅助、限制和保护功能齐全，电力系统稳定器、励磁系统稳定器、励磁机时间常数补偿、最低励磁（欠励磁）限制、过励磁限制和保护、过励磁（包括强励）反时限限制和保护、电压/频率过励磁限制和保护、测量电压互感器熔断器熔断保护等。

#### 5.3.1 电力系统稳定器（PSS）

为了解决自动励磁调节装置高放大倍数和快速响应产生负阻尼而引起有功（功角）以 0.2~3Hz 的低频振荡问题，必须采用某些附加信号用以补偿发电机磁场等因素引起的相位滞后，最终为发电机提供一个正阻尼转矩，以消除低频振荡，这就是电力系统稳定器（PSS）的作用。

提供给 PSS 的附加信号是，有功  $\Delta P$ 、角速度  $\Delta\omega$ 、频率变化量  $\Delta f$ 、电压  $\Delta u$  以及它们的组合。当今，PSS 的传递函数及附加信号一般采用 IEEE421-2A 模型，采集  $\Delta P$  和  $\Delta\omega$  信号。

#### 5.3.2 低励磁限制器

低励限制器用于保证发电机励磁电流高于某一最小值，用以防止发电机欠励磁失步或发电机端部结构件温度超标以及电力系统失去稳定，其整定值高于发电机允许的端部发热曲线和电力系统静稳定曲线。

#### 5.3.3 过励磁限制和保护

过励磁限制和保护用于防止发电机励磁绕组过励磁发热损坏。通常是给定励磁电流限制水平并带预置时限，到时限后迅速降至额定值或略高于额定值，以保证励磁系统完成强励任务。为了防止连续多次强励损坏发电机，AVR 应按发电机转子绕组允许的热容量（ $I_f^2 t$ ）设计保护功能，限制强行励磁的时间和间隔时间。

#### 5.3.4 电压/频率限制器

电压/频率限制器用于发电机机端电压与频率标幺值之比的限制和保护，防止发电机、主变压器在空载、甩负载或机组启动期间由于电压升高或频率降低使铁芯过饱和。

某些型号发电机规定，限制电压/频率值不大于 1.06；电压/频率值为 1.1 时，延时 55s 跳机；电压/频率值为 1.2 时，延时 6s 跳机。

对于数字式 AVR 则可按发电机给定的电压/频率限制曲线，按曲线方程式进行准确地连续设定，避免继电式的设定。



#### 5.4 数字式 AVR 的技术优势

与模拟式 AVR 相比较, 数字式 AVR 在技术上具有绝对的优势, 所以数字式 AVR 已取代了模拟式 AVR。

(1) 可靠性高。许多方面都体现出高可靠性的特性: 数字电路自身硬件少, 由硬件引起的故障大大减少; 没有分列元件的温漂和时漂问题, 工作点和设定值稳定; 自诊断功能强; 容易实现多重化冗余设计和故障切换、故障记录和故障报警等。

(2) 性能好。由于性能稳定, 控制准确, 能设定较高的运行参数, 达到调节精度高又稳定的目的。

(3) AVR 具有故障自诊断、故障记忆、故障录波、试验录波、通信(包括远方通信)等, 所以处理和消除故障快、调试方便, 时间缩短。

(4) 通信灵活方便, 可与上位计算机通信、传递数据和接受指令, 可融入发电机机组的综合协调控制。

(5) 便于更新换代, 使得控制策略的改变或控制功能的增加, 一般只需在软件上更改, 不需要改动硬件或很少改动硬件。

(6) 使得实现线性最优控制、非线性控制、自适应控制等更复杂的现代励磁控制模式成为可能。

### 6 灭磁

同步发电机, 包括调相机, 都力求“快速灭磁”, 力图避免或减轻主变压器高压侧以内短路故障所造成的损坏程度, 于是如何将储存在励磁绕组中的纵轴磁场能量快速地消耗掉便是灭磁的任务。然而, 值得指出的是, 阻尼很强的汽轮发电机在灭磁过程中不仅存在由励磁电流产生的纵轴磁场, 还存在由阻尼系统和定子电流交轴分量产生的磁场, 后者明显地削弱了纵轴灭磁的效果。正是因为如此才使得具有外加快速灭磁措施的汽轮发电机, 当发电机内部发生事故后仍然有严重的损坏现象。所以对汽轮发电机不必过分强调纵轴灭磁的速度。

尽管如此, 除无刷励磁发电机不可能设置灭磁装置外, 人们还是习惯性地对其他励磁方式的发电机采取各种灭磁措施, 并要求灭磁装置简单可靠, 不误跳或拒动, 灭磁过电压不得损伤转子绕组绝缘, 不应损坏灭磁开关或其他部件, 纵轴灭磁时间应尽量短。

#### 6.1 灭磁方式

发电机的灭磁方式随励磁方式的不同而不同, 无刷励磁发电机只对励磁机进行灭磁, 发电机为自然灭磁; 有刷励磁发电机多数直接对发电机进行灭磁, 也有交流励磁机—静止整流器励磁方式的有刷发电机组, 如同无刷一样, 仅对励磁机磁场进行灭磁。值得指出的是, 以晶闸管整流装置作为励磁电源的自并励静止励磁系统, 虽然可以借助逆变进行灭磁, 但由于随机端电压的衰减, 逆变效果显著下降, 还可能因某种原因逆变失败, 所以不宜把逆变作为主要的灭磁措施, 应以灭磁开关及灭磁电阻为主。

直接在发电机磁场回路进行灭磁的方式主要有以下几种:

(1) 具有短弧灭弧栅片的耗能型灭磁方式。它接线最简单, 灭磁开关本身自带短弧栅片的非线性电阻, 当灭磁电弧引入铜质的栅片后, 在间距 3~6mm 的栅片间, 电流由几安到  $2.4 \times 10^3$  A 范围内所产生的电弧压降保持在 25~30V 范围, 非线性电阻性能很好, 其灭磁效果接近“理想灭磁”。

一部分发电机的磁场能量消耗在铜质的栅片中, 所以称为耗能型, DM-2 型磁场开关是它的代表产品。

(2) 二动合一动断的直流灭磁开关+线性电阻, 一部分发电机的磁场能量消耗在线性电阻上, 属移能型灭磁方式。阻值一般取转子热态电阻的 2~3 倍, DM-4/21 型和 DMX-21 型灭磁开关属于此类。

(3) 直流灭磁开关+氧化锌 (ZnO) 非线性电阻, 属移能型灭磁方式。它利用氧化锌非线性电阻的特性来实现纵轴磁场的快速灭磁, 一般可使励磁电流在几百毫秒之内降到 10% 以下。

(4) 直流灭磁开关+碳化硅 (SiC) 非线性电阻灭磁方式。利用碳化硅 (SiC) 非线性电阻特性来实现纵轴磁场的快速灭磁, 励磁电流衰减时间比采用氧化锌的长。由于非线性电阻特性较软, 必须串接晶闸管来控制接入 (导通) 和退出 (截止)。瑞士 ABB 公司把这样的控制称为跨接器 (Crowbar), 其灭磁导通电压的整定值决定于灭磁开关的弧压。

#### 6.2 氧化锌和碳化硅非线性电阻

氧化锌 (ZnO) 和碳化硅 (SiC) 非线性电阻的性能差异较大 (见表 5.4-1), 国内多数用 ZnO, 国外多数用 SiC。

非线性电阻特性表达式为

$$U=CI^\beta \text{ 或 } I=(U/C)^\alpha \quad (5.4-11)$$

式中:  $U$  为非线性电阻两端的电压;  $I$  为通过非线性电阻的电流;  $\beta$  或  $\alpha=1/\beta$  为非线性电阻系数, 与电阻阀片的材质有关;  $C$  为非线性电阻位形系数, 与电阻阀片材质、几何尺寸以及电阻串、并联组合方式有关。

表 5.4-1 氧化锌和碳化硅非线性电阻的性能比较

名 称	SiC	ZnO
密度 (g/cm <sup>3</sup> )	2.4	5.4
比热容 [J/(g·℃)]	0.71	0.52
非线性系数 $\alpha$	2.8~3.5	30~40
电阻温度系数 $\alpha_1$	-0.5%	-0.05%~0.5%
能量密度 J/cm <sup>3</sup>	120	300~700
漏电流 (A)	很大	极小
耐热性	好	一般
限压特性	差	好
允许使用温度 (℃)	125	125
允许极限温度 (℃)	600	300
串、并联组合	较容易	较难
灭磁时间	较长	较短
响应速度 ( $\mu$ s)	$\leq 1$	$\leq 0.05$
均能	60%	90%以上
寿命	长	较长
使用条件	不可直接跨接	可直接跨接

#### 6.3 交流侧和直流侧灭磁

由于大型直流磁场开关选型困难, 所以选用批量生产的交流断路器代替直流磁场开关值得关注。在晶闸管整流励磁的系统中, 交流断路器的安装地点可以在整流装置的交流

侧，也可以在直流侧。

如装于交流侧，按常规的三相接线，直流侧仍然并接灭磁电阻。当交流断路器接到灭磁跳闸信号时，应同时封锁晶闸管整流装置的脉冲并接入直流侧的灭磁电阻。

机理如下：交流灭磁等值电路如图 5.4-16 所示。设灭磁前晶闸管 +VTA 和 -VTC 导通，如能满足式 (5.4-12)，便可成功灭磁，其表达式为

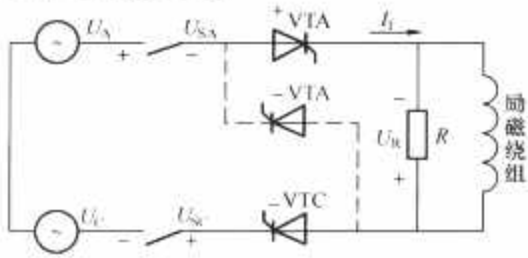


图 5.4-16 交流灭磁等值电路

$$2U_{Sm} \geq U_{Rm} \pm U_{Tm} \tag{5.4-12}$$

式中： $2U_{Sm}$  为交流断路器两个主触头断口电压最大值； $U_{Rm}$  为灭磁电阻  $R$  上的最大电压降； $U_{Tm}$  为励磁交流电源电压最大值， $U_A + U_C$ 。

从式 (5.4-12) 得知，当  $U_{Tm}$  进入负半周时，可降低对断路器弧压的要求，有助于断路器熄弧。可见，交流断路器接在交流侧的优点在于可借助电源电压负半周促成熄弧，可适当降低对断路器弧压的要求。这样的过程称交流灭磁，其前提是在跳交流断路器前，应及时封锁整流装置的脉冲。

如果不封脉冲，在图 5.4-16 中，B 相主触头因电流为零已顺利分开，再触发 +VTB 晶闸管已不起作用，+VTA 与 -VTC 将连续导通  $120^\circ$  电角度；紧接着，-VTA 晶闸管被触通（虚线），转子励磁绕组就被 +VTA 和 -VTA 两个晶闸管所短路，发电机进入自然灭磁状态，外接灭磁电阻不起作用。由此可知，静止不可控整流励磁系统不能采用“交流灭磁”。

如交流断路器装于直流侧，把三个主触头串接，代替直流磁场开关使用，灭磁时同样应封锁整流装置的脉冲。交流断路器安装于交流侧和直流侧的性能差异见表 5.4-2。

表 5.4-2 交流断路器安装于交流侧和直流侧的性能差异

交流断路器安装位置	交流侧	直流侧
性能		
借助电源电压负半周促成熄弧	能	不能
晶闸管整流装置封锁脉冲	能	能
参与建弧的主触头数	两个	三个
流过主触头的电流	81.6%励磁电流	100%励磁电流
发电机机端或励磁变压器低电压侧短路	灭磁性能变差	灭磁性能不变
整流装置故障	不能灭磁	灭磁性能不变

6.4 发电机转子阻尼系统与横轴磁通对灭磁时间的影响

试验数据证明，阻尼对灭磁速度影响很大，不能略去不计。表 5.4-3 和表 5.4-4 中的数据是从一台 QFS-300-2 型 300MW 发电机空载灭磁和定子稳定短路灭磁录波图测取的，进行试验的灭磁开关是具有短弧栅效应、耗能型 DM2-2500/60 型，被认为是一种能接近“理想灭磁”的开关，灭弧栅片数为 60 片，正常弧压约 2100V，试验时开关与励磁绕组串联，俗称“串联灭磁”。

表 5.4-3 QFS 型 300MW 发电机空载灭磁数据

种类	定子电流 (kA)	转子电流 (A)	转子电压 (V)	转子电流衰减时间 (s)		定子电流衰减时间 (s)	
				时间常数	降到 10% 起始值	时间常数	降到 10% 起始值
A 发电机	18000	640	148	0.027	0.062	1.45	3.34
B 发电机	18000	651	150	0.013	0.03	1.42	3.27

表 5.4-4 QFS 型 300MW 发电机短路试验灭磁数据

种类	定子电流 (kA)	转子电流 (A)	转子电压 (V)	转子电流衰减时间 (s)		定子电流衰减时间 (s)	
				时间常数	降到 10% 起始值	时间常数	降到 10% 起始值
A 发电机	11.6	1370	334	0.0453	0.104	0.144	0.33
B 发电机	11.1	1300	312	0.048	0.11	0.14	0.36

表 5.4-3 和表 5.4-4 表明：

(1) 空载灭磁时，发电机定子电压的衰减时间常数和降到 10% 的时间，比转子电流相应的衰减时间分别约长 50 倍和 100 倍。

(2) 定子三相稳定短路，定子电流电枢反应主要起去磁作用的情况下，定子电流的衰减时间常数和降到 10% 的时间还是比励磁电流相应的衰减时间长 3 倍。

可见，不管发电机空载或稳定短路灭磁，阻尼对灭磁时间的影响很明显，所以外加的灭磁措施只能快速消去励磁电流所建立的纵轴磁通，对阻尼回路不起作用。对于汽轮发电机，依靠外加的灭磁措施，不能真正起到快速灭磁的效果。

表 5.4-5 所示为一台 400MVA 汽轮发电机的磁通分量随运行方式而变化的情况。

表 5.4-5 汽轮发电机不同负荷时磁通变化情况

运行状态	空载	$\cos\varphi=0.75$	$\cos\varphi=1.0$
定子电流 (%)	0	100	75
总磁通 $\Phi_a$ (%)	100	100	100
纵轴分量 $\Phi_{ad}$ (%)	100	82	48
横轴分量 $\Phi_{aq}$ (%)	0	57	87

由表 5.4-5 可知，横轴磁通  $\Phi_{aq}$  随负荷性质的变化可在相当大的范围内变化， $\cos\varphi$  越大所占的比例越高，而外加的灭磁措施对横轴磁通却不起作用，因此评价灭磁的效果绝对不能仅考核产生纵轴磁通的励磁电流的衰减速度，在许多工况下，仅仅对励磁电流进行灭磁其效果甚微。

6.5 灭磁性能的评价——灭磁时间

在相关标准中，灭磁时间没有定义。在文献中，灭磁时间出现多种不同的表述方法，下面三种具有实际意义：

(1) 灭磁时间为从灭磁开关动作到发电机定子电压下降到熄弧电压所经历的时间。一般认为，交流 50Hz 的熄弧电压不大于 500V，对额定定子电压为 20kV 的发电机，意味着应降到额定定子电压的 2.5%。

(2) 灭磁时间为从灭磁开关动作到发电机定子电压降到额定值的 10% 的时间。某些厂家采用此规定。

(3) 定子电压有效灭磁时间定义为灭磁过程发电机电压对时间的积分除以发电机的初始电压值，该定义由奥地利的专家提出，表达式为

$$T_m = \frac{1}{U_0} \int_0^\infty u dt$$

(5.4-13)

式中： $T_m$  为定子电压有效灭磁时间； $U_0$  为灭磁开始发电机定子初始电压值； $u$  为灭磁过程定子电压。

灭磁的最终目的是使故障点熄弧，所以考核定子电压的

衰减速度是合理的，规定包含了灭磁过程的纵轴、横轴和阻尼电流形成的磁通对定子电压衰减速度的影响。

(陈珠夸)



## 第 5 章 辅助系统与设备

### 1 供氢系统及控制

#### 1.1 发电机对供氢系统的要求

氢气是良好的冷却介质，氢气与空气混合，在一定的条件下会发生严重的爆炸。在氢冷发电机中，氢气品质与发电机的运行效率和安全运行关系重大，因此发电机对供氢系统有严格的要求：应具备安全的气体（空气、二氧化碳、氢气）置换功能；在发电机运行或带氢停运时，均能保持要求的氢纯度、氢压、氢温和露点；对关键部位进行漏氢监测以及完善的监测、显示和异常报警功能等。

#### 1.2 供氢系统的基本构成

所有氢冷发电机供氢（气）系统的构成元素大致相同，见图 5.5-1。供氢回路主要有氢源（制氢站或氢瓶汇流排）、氢压自动调节装置，气体纯度、温度、压力及露点监测，报警装置和氢气干燥装置等；供二氧化碳回路主要有二氧化碳汇流排、二氧化碳加热装置以及供氢回路共用的压力和纯度监测装置等。通常发电机漏液（水或油）报警器、发电机绝缘局部过热监测仪和机内气体露点测试仪也由供氢系统配置，而发电机氢气热交换器和氢温调节装置不列入供氢系统的范围。

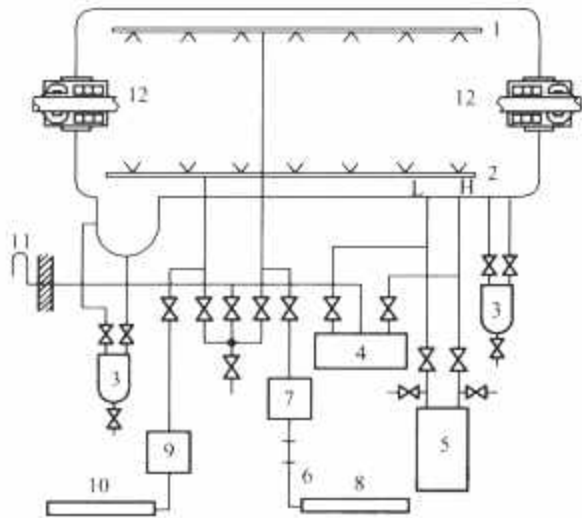


图 5.5-1 典型的供氢系统简图

1—氢气汇流管；2—二氧化碳汇流管；3—漏液报警器；4—气体纯度、压力监测装置；5—氢气干燥器；6—可拆卸管；7—氢压调节装置；8—供氢装置；9—二氧化碳加热装置；10—供二氧化碳装置；11—排空汇流管；12—发电机轴承和密封结构；L—低气压风区；H—高气压风区

#### 1.3 发电机机内气体的置换

空气中氢气的含量在 4.1%~74.2% 范围内为爆炸性的混合气体，如遇到明火（含轻微的花火）会发生爆炸，尤其当氢气含量为 32%，空气含量为 68% 时，爆炸力达到最高值。所以，为了杜绝发生爆炸事故，在发电机充、排氢的过程中，必须防止氢与空气混合为爆炸性气体，所以出现了气体的置换问题。

机内气体置换有两种工况，充氢置换和排氢置换。置换介质一般采用密度与空气相差较多又较便宜的二氧化碳，很少采用氮气。利用二氧化碳、空气和氢气不同的密度以及不同混合气体的安全性进行置换。

充氢置换步骤一般为：在机组盘车的状态下，采用纯度高于 99.5% 的二氧化碳从发电机的底部注入，迫使空气从发电机的顶部排出，直到二氧化碳的含量不小于 85%（从顶部取样）；而后从发电机的顶部注入纯度不低于 99.5% 的氢气，迫使二氧化碳从底部排出，直到氢气的纯度达到要求值（一般高于 95%，从底部取样），此时充氢置换结束。

当需要打开发电机端盖，检修密封油系统，机组将长时间停机待命等情况，机组必须排氢。排氢置换步骤为：先把机内压力氢气排出厂外（排空），直到略高于常压，而后从底部注入二氧化碳，让氢气从顶部排空，直到二氧化碳的纯度达到 95% 以上；此后对机内的死角排氢气，打开所有的排气阀（包括氢气冷却器、氢气干燥器等排气阀）、排液阀或排污阀，估计把死角的氢气排出后关闭；而后从顶部注入净化的空气，让二氧化碳从底部排出，直到空气的纯度达到 85% 以上，排氢置换结束。

值得指出的是，二氧化碳不宜在机内停留的时间太长，否则易与气体中的水生成碳酸，对机内部件产生腐蚀作用。

发电机气体置换所需的气量见表 5.5-1。

表 5.5-1 发电机气体置换所需的气量（参考值）

序号	工 况	所需气量		所需气体瓶数	
		解列降速	盘车	解列降速	盘车
1	CO <sub>2</sub> 置换空气	—	1.2V	—	11
	N <sub>2</sub> 置换空气	—	1.5V	—	25
2	H <sub>2</sub> 置换 CO <sub>2</sub> 或 N <sub>2</sub>	—	2.0V	—	34
3	CO <sub>2</sub> 置换 H <sub>2</sub>	3V	2.0V	27	18
	N <sub>2</sub> 置换 H <sub>2</sub>	3.7V	2.6V	62	44

注 1. V 为发电机的容积（假设 100m<sup>3</sup>）。  
2. 氢、二氧化碳或氢气的气源纯度为 99.5%。  
3. 机组解列降速时置换一般仅用于紧急情况。

#### 1.4 机内氢气品质的监控和补氢

影响发电机运行效率、冷却效果和绝缘性能的氢气品质指标主要是纯度、压力和露点，所以要求对三者进行严格监控。

影响机内氢气纯度下降和露点上升的主要原因是密封油中的水和空气经氢侧密封油逸出，并扩散进入发电机。排出一些机内低纯度的氢气，从氢源注入高纯度的氢是提升纯度的主要方法。降低密封油源的含水量，选用和投入性能良好的氢气干燥器有助于降低露点，降低机内绝缘爬电的几率和提高纯度，如今一般是通过露点仪来测量和自动投切氢气干燥器以达到控制露点的目的。

机内氢压下降是由系统泄漏、溶入密封油的氢气随密封油逸出机外（或真空泵抽出）造成的，一般不可避免，所以

都设有氢压自动调节装置来执行自动补氢（也可手动）和调节氢压的任务。

1.5 供氢系统的安全运行

1.5.1 充氢前的气密性试验

发电机及供氢系统的密封性既涉及发电机运行的经济性也与安全生产关系密切，是发电机安装完毕、大修之后，充氢前必须严格完成的项目，目的是消除泄漏点，同时检验密封油系统性能。第一步是初检，对系统注入净化的压力空气，升压至0.1~0.2MPa，用肥皂液或兰开粉对一切焊缝、密封面、管接头等进行粗检并消除泄漏点；第二步是精检，对系统注入35~70g/m<sup>3</sup>的氟利昂12，并把气压升至额定值，而后用高灵敏度的卤素检漏仪进行精检，进一步消除泄漏点；第三步是对系统进行保压试验，采用U形压差计或斜式压差计测出每天的泄漏量。对泄漏量的要求，一般按绝对泄漏量考核，见表5.5-2。

表 5.5-2 氢冷发电机不同工况漏氢及漏气量考核范围

工 况	额 定 氢 压 (MPa)					
	≥0.5	≥0.4	≥0.3	≥0.2	≥0.1	<0.1
额定氢压运行时漏氢量 (m <sup>3</sup> /d)	18~ 11.0	16~ 10.0	14.5~ 8.5	7.5~ 4.5	5.0~ 4.0	4.0~ 3.0
整套机组系统气密 试验(空气) (m <sup>3</sup> /d)	3.6~ 2.2	3.2~ 2.0	2.9~ 1.7	1.5~ 0.9	1.0~ 0.8	0.8~ 0.6
单定子气密试验(空气) (m <sup>3</sup> /d)	0.9~ 0.55	0.8~ 0.5	0.73~ 0.43	0.38~ 0.23	0.25~ 0.20	0.2~ 0.15

表5.5-2中按每天的漏气量考核，如采用一端通大气的U形压差计，经n小时后，可按式(5.5-1)折算为每天的漏气量，其表达式为

$$\Delta V = V \left( \frac{p_1 + B_1}{273 + t_1} - \frac{p_2 + B_2}{273 + t_2} \right) \times \frac{T_0}{p_0} \times \frac{24}{n} \quad (5.5-1)$$

式中：ΔV为每天的漏气量，m<sup>3</sup>/d；V为发电机机内气体容积，m<sup>3</sup>；p<sub>1</sub>、p<sub>2</sub>为试验开始和结束时机内气体表压，Pa；t<sub>1</sub>、t<sub>2</sub>为试验开始和结束时机内气体温度，℃；B<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>为试验开始和结束时大气压力，Pa；T<sub>0</sub>为指定状态下大气绝对温度，如20℃，T<sub>0</sub>=293K；p<sub>0</sub>为指定状态下大气绝对压力，如p<sub>0</sub>=0.1MPa。

当t<sub>1</sub>=t<sub>2</sub>，B<sub>1</sub>=B<sub>2</sub>，p<sub>0</sub>=103320Pa时，每小时允许的压力降Δp<sub>h</sub>为

$$\Delta p_h = p_1 - p_2 = 430.5 \Delta V_N / V$$

式中：ΔV<sub>N</sub>为按规定每天允许的漏气量。

斜式压差计或称斜式仪是一种原理与U形压差计相同的仪器，它设计小巧、使用方便、测量误差小、精度高，获得广泛应用。

1.5.2 气体置换过程的安全事项

充氢时，应杜绝空气源，把系统上的空气可拆卸管拆离，防止空气误进入。排氢时和排氢后应杜绝氢源，把系统上氢气可拆卸管拆离，防止氢气泄漏或误进入。充分排死角，排辅助设备的氢气和死角。采用镀铜扳手操作，在有氢区域严禁明火操作，甚至于应禁止操作者穿着能引起静电火花的衣服等。

运行时，时刻保持氢气纯度、油氢差压在规定的范围内，排油烟系统应处于良好的运行状态等。

检修时，置换空气之后，如要从人孔进入机内，还必须往机内注入空气，加强通风，防止二氧化碳意外伤人；如需要对原来通有氢气的管道进行施工或切割，一定要用压缩空气驱赶管内的氢气，尤其检修带氢的辅助设备更要重视排氢。

2 密封油系统及控制

2.1 对密封油系统的要求

当今的氢冷发电机一般采用端盖轴承，而转轴必须从轴瓦中穿出。为了防止氢气从转轴与轴瓦间的间隙漏出，所有发电机都设有密封瓦，并采用压力油作为密封介质，有效地把氢气封在发电机内，一般密封油压比机内氢气压力高0.05~0.1MPa。

为了提供不间断、稳定和安全的压力密封油，除了在转轴与轴承座间设置一套合理的密封结构外，还需要有一系列供油设备来对密封油压、油质、油温进行控制，显示参数和报警，由密封结构和这些设备构成的系统称为密封油控制系统，简称密封油系统。

发电机对密封油系统的要求主要有：为发电机的气密封结构提供压力密封油，确保把氢气封在机内，为此应具有合理的设计和足够的备用措施以及可靠的油氢差压自动调节功能；防止密封油中的空气和水分污染机内的氢气；防止密封油进入发电机；防止油中的杂质破坏密封面，保证密封瓦的温升在规定的范围内；防止机内氢气进入润滑油系统以及具有完善的监控系统。

2.2 密封原理和密封结构的基本类型

密封原理是对密封介质施加足够的压力，从而把氢气封在机内，见图5.5-2。

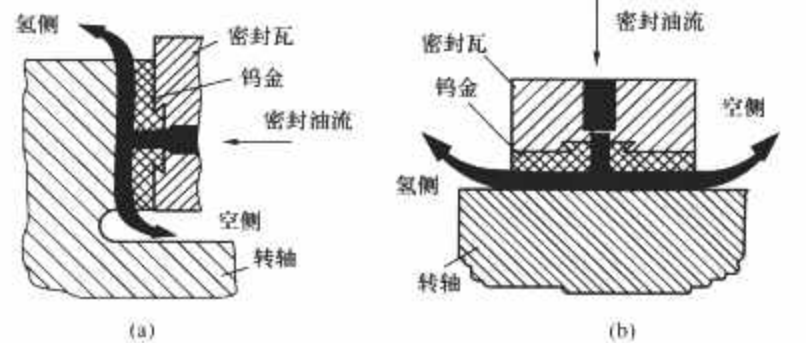


图 5.5-2 油密封原理

(a) 盘式（轴向）密封；(b) 环式（径向）密封

显然从图5.5-2中可看出，它们属于动—静部件间的密封，所以都采用具有润滑功能的润滑油作为密封介质。密封结构分两大类：

- (1) 端面盘式（或称轴向密封）。
- (2) 环式（或称径向密封），又有单流环式、双流环式和三流环式之分。由于端面盘式缺点多，已基本被淘汰，只有早期的少数氢冷机组仍保留，目前广泛采用环式密封结构。

采用单流环式密封结构的厂家以美国GE公司、德国西门子公司为代表，包括向它们引进技术的生产厂家。

采用双流环式密封结构的厂家以美国西屋公司为代表，还有俄罗斯以及从西屋公司引进技术的生产厂家。

三流环式密封结构兼有单流环和双流环密封结构的优点，但结构和系统复杂、工艺要求高，只有ABB公司等少数厂家采用。



## 2.3 密封油系统

### 2.3.1 单流环密封油系统

“单流”是指施加到密封环与发电机转轴之间的密封间隙的独立油流只有一股。这股油进入密封间隙之后自行分成两小股：一小股流经发电机的氢侧，经消泡室、氢侧回油箱，回到真空油箱；另一小股经发电机的空侧进入密封油储油箱（空侧回油箱）。典型的单流环密封油系统简图见图 5.5-3，系统由一台交流油泵运行、一台直流油泵备用、油压控制器（差压调节阀）、油过滤器、油冷却器、消泡箱、氢侧回油箱、真空油箱、真空泵、空侧油箱、排油烟装置和监控装置等组成。它的技术特点：密封结构简单，设有真空泵，用于防止油中的空气和水污染机内的氢气。该系统由于真空泵的作用，一般机内氢气纯度和露点的指标较好，但耗氢量较大。

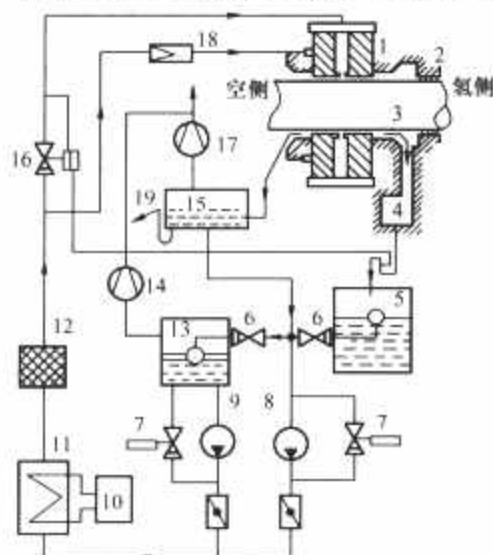


图 5.5-3 典型的单流环密封油系统简图

1—单流环密封瓦；2—瓦座与迷宫；3—发电机转子；4—发电机消泡室；5—氢侧回油箱；6—液位控制器；7—压力调节阀；8—备用直流油泵；9—主交流油泵×2；10—油温控制装置×2；11—油冷却器×2；12—油过滤器×2；13—真空油箱；14—真空泵；15—密封油储油箱；16—差压调节阀×2；17—排油烟机；18—浮动油流量调节阀×2；19—去润滑油箱

### 2.3.2 双流环密封油系统

“双流”是指施加到密封环与发电机转轴之间密封间隙的独立油流有两股，氢侧一股从氢侧流出，空侧一股从空侧流出。这两股油由各自独立的系统供油，要求两股油流在密封间隙处的油压相等，油流彼此不交换。典型的双流环密封油系统简图见图 5.5-4，氢侧油系统由氢侧油泵、油过滤器、油冷却器、空—氢侧油压平衡阀、消泡箱、氢侧回油控制箱等组成。空侧油系统由一台交流油泵运行、一台直流油泵备用、主差压控制阀、备用油源、备用差压控制阀、油过滤器、油冷却器、空侧回油箱和排油烟装置等组成。它的技术特点：密封结构较复杂；理论上两股油流经平衡阀的调节，在密封处空—氢侧密封油压相等，空侧和氢侧两股油流彼此不交换，所以含有空气和水的空侧密封油不会污染机内的氢气，氢气纯度和露点指标可以保持得很好，耗氢量又小；允许氢侧油系统退出运行而不破坏密封性，只是一旦氢侧油系统退出，空侧油系统便如同没有真空处理的单流环系统，机内氢气容易受污染，氢纯度容易下降、露点会升高。

### 2.3.3 三流环密封油系统

典型的三流环密封油系统简图见图 5.5-5。可以说三流环密封综合了单流环和双流环密封的优点，施加到密封环的独立油流有三股，除氢侧一股和空侧一股外，在它们中间再

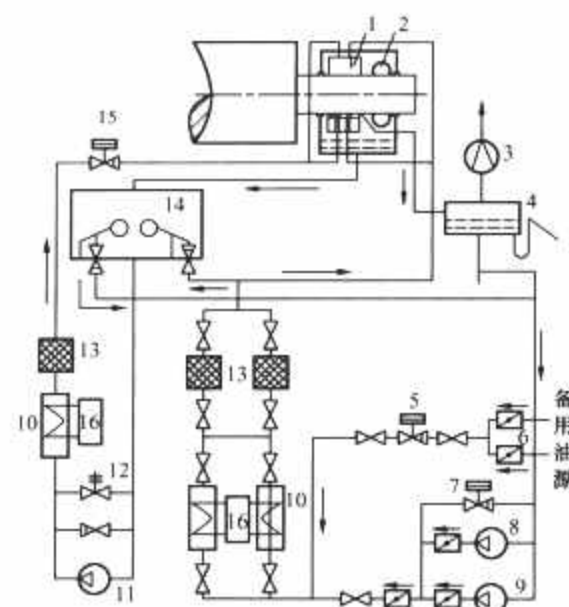


图 5.5-4 典型的双流环密封油系统简图

1—双流环密封瓦；2—轴瓦；3—排油烟机；4—空侧回油箱；5—备用差压调节阀；6—单向阀；7—主差压调节阀；8—主交流油泵；9—备用直流油泵；10—油冷却器；11—氢侧油泵；12—安全阀；13—油过滤器；14—氢侧回油控制箱；15—平衡阀；16—油温调节装置

引入一股经真空处理的油流，并控制其油压略高于另两股油压，彻底地隔离了空、氢侧油的交换，可使机内的氢气不受润滑油中水和空气的污染。它的技术特点：兼有单流环系统和双流环系统的优点，经真空处理的油容量小，机内氢气不易受污染，整个系统的可靠性高，如真空油流停运则成为双流环系统，如真空油流和氢侧油流停运成为单流环系统，但是结构和系统复杂，采用的厂家少。

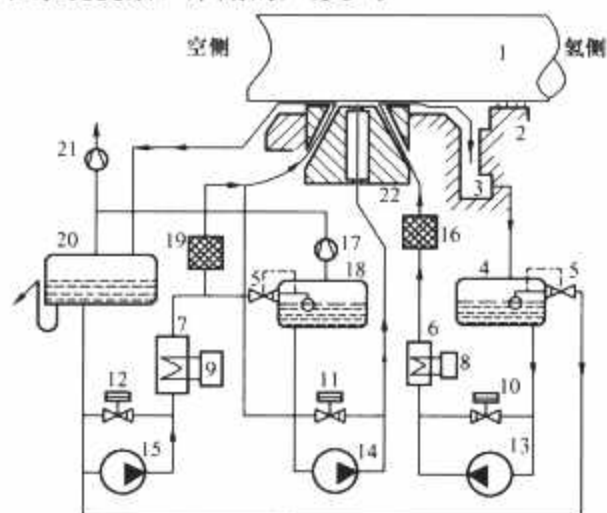


图 5.5-5 典型的三流环密封油系统简图

1—发电机转子；2—瓦座与迷宫；3—发电机消泡室；4—氢侧回油箱；5—液位控制器；6—氢侧油冷却器；7—空侧油冷却器×2；8—油温控制装置；9—油温控制装置；10—氢侧差压调节阀；11—真空回路差压调节阀；12—空侧差压调节阀×2；13—氢侧油路交流油泵；14—真空回路油泵；15—空侧主油泵×2；16—氢侧油过滤器；17—真空泵；18—真空油箱；19—空侧油过滤器×2；20—密封油储油箱；21—排油烟机；22—三流环密封瓦

## 2.4 油系统的可靠性设计和监测

密封油系统的可靠性设计一般包括：

(1) 密封油源多重化。如双流环密封油系统，除了由主交流油泵提供主油源外，还有直流油泵、来自汽轮机的高压油泵和润滑油泵提供的三路备用密封油源。

(2) 备用油氢差压调节阀。按不同的备用密封油的来源，预先设置备用油氢差压调节阀自动切换运行。



(3) 油过滤器和油冷却器双重化。

(4) 对空侧回油箱作“U”形管式的设计，确保在润滑油断流的最恶劣的事故情况下，密封油源不会中断。

(5) 不能让溶入或涌入空侧油路中的氢气带到主润滑油箱而危害电厂的安全，为此采取了多种措施，如消泡箱、氢侧回油控制箱、排油烟机及异常情况下的排油烟机控制。

(6) 为了让运行人员及时掌握系统的运行情况，设有一系列监测信号，测量相关的油压、油温、差压和油位等，随着测量手段的现代化，如需要，测量值均可通过数字控制系统传送到集控室的 CRT 屏显示。

(7) 防止密封油进入发电机。密封油进入发电机有多种危害，首先污染机内的氢气，使氢气露点升高、氢气纯度下降、补氢量增加、气体密度增大、发电机的摩擦损耗增加；其次是油雾和油中的水会危害绝缘环境，降低主绝缘和防晕的性能。

密封油进入机内一般有两条路径：其一是经迷宫式挡油板溢入，进油量较大，危害也大；其二是密封瓦座的结合面加工或安装工艺不当，使密封油从结合面渗入机内，特点是持续、量少。经迷宫式挡油板溢入的直接原因是氢侧回油不畅（异物堵塞回油管路、氢侧回油控制箱失控）、误操作或油氢差压失控等造成的。因此在设计上应选用性能好、可靠性高的各种控制器件、增大氢侧回油管的口径；应在消泡箱、定子机座的汽轮机端、励磁机端、中部和出线盒等最低位设置漏液（油或水）报警器。此外，电厂在密封油投运前，应及时投入相关的报警系统，以便及时发现异常工况。

(8) 设置取样监测点。为防止运行过程中密封油品质（颗粒度和含水量）的变化，需设置密封油的取样监测点，使之能定期取样化验。

2.5 密封油系统的性能对发电机运行的影响

(1) 空、氢侧密封油隔离性能或净化性能对发电机运行的影响。空、氢侧密封油隔离性能是指双流环或三流环密封油系统空、氢侧油的交换程度；净化性能指单流环或三流环真空净化的水平。

按规定，油中应无游离水，机内氢气露点应在-5~-25℃之间。然而，油中的含水量往往严重超标，此时如空、氢侧密封油不能很好地隔离或采取有效的净化措施，由于油中水的浓度高于机内氢气中水的浓度，油中的水将源源不断地扩散到氢气中，直到两者的浓度平衡。当机内露点上升时，性能好的发电机在线射频监测仪信号也会随着上升，说明露点上升线棒表面绝缘性能随之下降。机内露点上升，氢纯度下降，气体密度增加，发电机的摩擦损耗增加，使得效率下降；为了保持机内氢气的纯度，补氢量必然增加。所以密封油的含水量直接影响机内氢气的露点、发电机的绝缘性能、运行效率和补氢量。

同样，如空、氢侧密封油不能很好地隔离或采取有效的净化措施，油中的空气也会扩散进入机内，使氢气纯度下降，气体密度增加，摩擦损耗增加，效率下降和补氢量增加。

(2) 密封油装置的清洁度水平和油过滤器的性能影响发电机的安全运行。油中大的硬性杂质对发电机的安全运行构成威胁，因为超标的硬性杂质会划伤密封瓦或轴颈，引起密封油温上升，甚至于破坏密封性能造成严重漏氢。因此要求在生产制造密封油装置的各个环节都必须有严格的清洁度工艺，防止各类阀门的制造型砂、锈块和铁屑暗藏在阀内；防止焊渣落入管道内；装置完工后应进行大流量的油冲洗；还应设置良好的油过滤器。现场系统安装施工时更应处处防止

焊渣落入管道内，要求管子酸洗、氩弧焊打底而后进行焊接，严格进行大流量的油冲洗，千方百计地防止超标的硬杂质进入密封瓦。为此，对密封油硬质颗粒度的要求见表 5.5-3。

表 5.5-3 对密封油硬质颗粒度的要求

颗粒大小 (μm)	每 100mL 油允许数量 (颗)	颗粒大小 (μm)	每 100mL 油允许数量 (颗)
5~10	32 000	10~25	10 700
25~50	1510	50~100	250
100~250	21	250 以上	无

(3) 密封瓦的浮动性能和密封油油温对轴振可能造成影响。设计密封结构时必须让密封瓦在密封座内自由浮动，否则会造成卡涩，与转轴摩擦发热，轴颈温度不平衡，甚至于引起轴振增加。油温的变化不仅会引起密封油量的变化，也会引起密封间隙的变化。对于轴系振动较敏感的机组，当油温偏低时，可能引起瓦与轴的碰撞，造成轴振的增加。

(4) 油氢差压调节阀的性能和可靠性直接影响发电机的安全运行。为了确保油氢差压调节阀的可靠性，几乎一律采用机械式结构，并设有备用阀。该阀必须在机内低氢压和高氢压的范围内具有几乎恒定的差压调节性能，任何严重的超差调节，会造成严重漏氢，或引发机内进油，迫使发电机停机。

(5) 完善和可靠的检测报警信号是保证系统和发电机安全运行所必不可少的环节。

3 冷却水系统及控制

3.1 发电机对冷却水系统的要求

中大容量发电机定子和转子绕组经常采用水作为直接冷却介质，它对冷却水系统的要求主要有：为发电机提供符合水质要求的冷却水，对冷却水进行在线软化，减少水中铜离子的含量；能进行自动水温调节，系统可靠，有足够的冗余；水箱充氢或充氮隔氧，减少氧化铜结垢；具有完善的监测系统，对异常工况及时报警。

3.2 发电机外部水系统的基本构成

各种发电机所采用的外部水系统大同小异，由水箱、水泵、水—水热交换器、过滤器和监测系统等组成。

在水空型的双水内冷发电机中，小型机组定、转子绕组和端部压圈一般采用简化的共用水冷却系统。典型的定、转子共用的外部水系统简图见图 5.5-6。200MW 及以上的

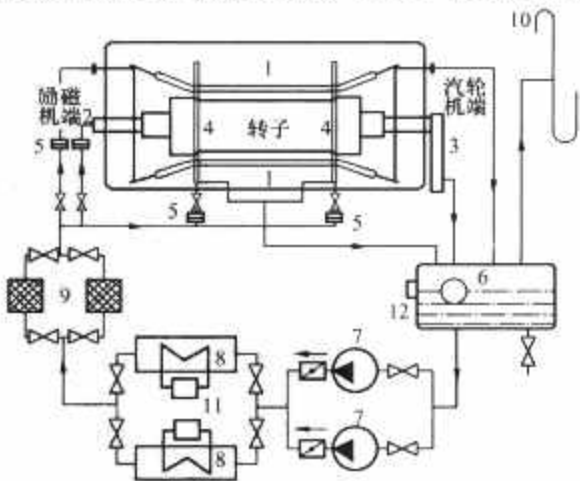


图 5.5-6 典型的定、转子共用的外部水系统简图  
1—定子线棒；2—转子进水；3—转子出水支座；4—定子端部压圈；5—流量计；6—水箱；7—水泵；8—水冷器；9—过滤器；10—排气管；11—温度调节装置；12—液位控制器

机组，由于定子与转子的电压等级、空心导线的内孔尺寸和出水方式不同，则采用定、转子独立的冷却水系统。对定子水系统同时采用了离子交换装置和充氮隔氧措施，用于提高水质。典型的定、转子独立的外部水系统简图见图 5.5-7。

仅定子绕组采用水内冷的水氢氢型发电机，它的定子外部水系统简图见图 5.5-8。水箱采用充氮隔氧较方便。

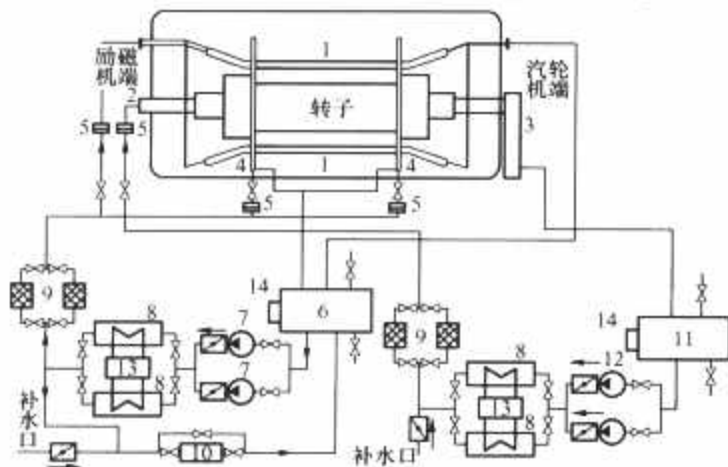


图 5.5-7 典型的定、转子独立的外部水系统简图  
1—定子线棒；2—转子进水；3—转子出水支路；4—定子端部压圈；5—流量计；6—定子水箱；7—定子水泵；8—水冷却器；9—过滤器；10—离子交换器；11—转子水箱；12—转子水泵；13—温度调节装置；14—水位控制器

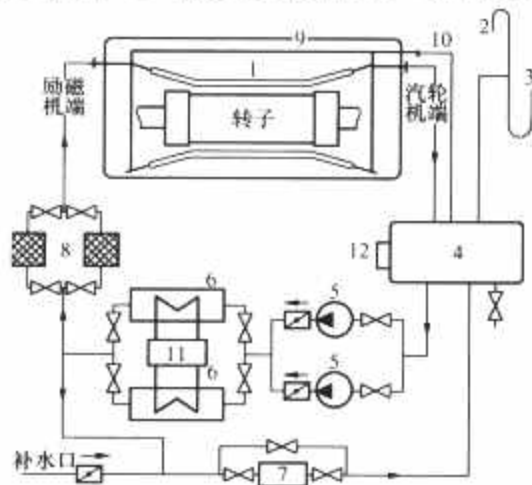


图 5.5-8 典型的定子外部水系统简图  
1—定子线棒；2—排气口；3—气封管；4—水箱；5—水泵；6—水冷却器；7—离子交换器；8—过滤器；9—防虹吸管；10—排气管；11—温度调节装置；12—液位控制器

### 3.3 对冷却水水质的要求

水的 pH 值、电导率、含氧量和含铜量等指标都会从不同的角度影响发电机定子线棒空心铜导线的结垢速度和程度，从而危害安全运行。不良的指标会加速铜的腐蚀，使铜离子从空心铜导线析出并游离于水中，与水中的氧结合生成氧化铜结垢。空心铜导线结垢使铜—水热阻增大、孔径变小（甚至于堵塞）、流阻增加、绕组温度上升，结垢物脱落有造成水路堵塞和烧毁发电机的危险，还会增加绝缘引水管的漏电流甚至于引起闪烁。

pH 值太低或太高都会加速铜腐蚀结垢。从绝缘的角度看，水的电导率越低越好，但从对铜腐蚀的观点看，电导率太低（如小于  $0.2\mu\text{S}/\text{cm}$ ）并不是很有利。水中铜离子含量是衡量水对铜腐蚀程度的一个重要判据。水中溶氧和二氧化碳会助长铜的腐蚀，由于这些原因，所以在相关的标准中，除规定水质透明纯净，无机械混杂物外，对水质的具体要求见表 5.5-4，为了发电机的安全运行务必严格执行这些规定。

表 5.5-4 相关标准对水质的要求

标准号	电导率 25℃ ( $\mu\text{S}/\text{cm}$ )		pH 25℃	硬 度 ( $\mu\text{mol}/\text{L}$ )		含铜量 ( $\mu\text{g}/\text{L}$ )	溶氧量 ( $\mu\text{g}/\text{L}$ )	溶氧量 ( $\mu\text{g}/\text{L}$ )	适用范围
	启式系统	密闭系统		200MW 以下	200MW 及以上				
GB/T 7064—1996	$\leq 5.0$	0.5 ~ 1.5	0.7 ~ 0.8	$< 10$	$< 2$	—	—	—	汽轮发电机
DL/T 801—2002		$\leq 2.0$	0.7 ~ 0.9		$< 2$	$\leq 40$	$< 300$	$\leq 30$	200MW 及以上，以下可参照

### 3.4 防止定、转子绕组的空心导线堵塞

有三种原因会造成空心导线堵塞：机械性异物；氧化铜结垢；气堵。

(1) 机械性异物主要有制造、安装或大修过程清洗管道、水箱等遗留在滤网下游的棉纱等杂物；水系统采用了不当的密封材料，在高速水流的冲击下破碎或滤网破碎。为此应在管理上杜绝把异物遗留在装置内，经常清洗检查滤网。定子绕组空心导线内孔尺寸小，更容易堵塞，应时刻仔细分析各测点的温度，及时发现问题，排除故障。

(2) 氧化铜结垢是水质长期超标的结果。在防止氧化铜结垢方面一般有以下措施：严格按标准控制水质；对封闭式水冷却的水系统，应采取对外隔氧（对氢冷发电机水箱充氢，对水水空冷发电机水箱充氮隔氧），对内设置阴、阳去离子装置的措施；对于老机组或小机组，采取上面的措施有困难时，可往水中加入适量的硫醇基苯骈噻唑缓蚀剂（简称 MBT），或定期排除劣质水补入新鲜水或采用溢流补水（不间断地补入新鲜水让水箱水不断溢出）来改善水质；加强监测，一旦发现在相同水流量下进出水压降增大或在同样进水压力下水流量减少或线棒间温差悬殊（如温差  $\Delta T \geq 8^\circ\text{C}$ ），应及时查明原因或立即进行反冲洗等。

由于水内冷转子的水路结构不同于定子，难以对转子水路实施隔氧，所以大容量和有条件的机组，定、转子的水路应该分开。转子空心导线的内孔尺寸比定子的，不容易被堵塞，但不等于可以放松对水质的要求，因为严重的腐蚀会引发腐蚀穿孔漏水或损坏绕组。

(3) “气堵”是水回路充水前窝存的气体或水源进水处掺入的空气，在水回路的低压处被分离出来，并积聚于高凸处，当气体量值达到或超过某一临界值时，正常的水流被气体阻隔，发生断流的一种物理现象。因气堵造成事故的例子偶有发生，应引起重视。

### 3.5 可靠性设计、监控和安全运行

在可靠性设计方面，必须选用优质的部件，所有与水接触的部件均采用耐腐蚀材料；为防止水温低于机内的温度而引起线棒结露，水箱应设加热措施，用于预加热；水泵、冷水器、过滤器主要部件双重化，容量的选择应有足够的冗余；关键的断水信号多重化（如采用三取二原则）；由于氢冷发电机充氢后，氢气分子可从绝缘引水管的分子间隙逃逸进入水箱，所以水箱平时都充满氢气，因此水箱应按防爆容器设计；为了杜绝定子空心铜导线可能产生氧化铜结垢而造成的危害，当代大型机组已有采用空心不锈钢管取代空心铜导线通水冷却的新设计。

在安全运行方面，运行时控制水温高于氢温，所以水温应有自动调节措施；在绕组充水时，为了让水路中的气体完



全排出,应合理地选择进出水和排气口的位置,防止气堵;万一水泵故障停止供水,应使定子绕组仍然充满水,所以一般要有防虹吸设计;控制氢压高于水压,万一机内水路任一环节破损,可阻止水漏入机内;在水箱上方设置气体流量表,用于监测有否异常的气体流量逸出,平时少量的氢气分子可从绝缘引水管的分子间隙逃逸进入水箱,所以气表每天可测到少量的流量是正常的,如气体流量发生明显的变化,便提示水路可能出现异常。

如能实现定子绕组冷却水与氢气的温差、冷却水与铁芯温差的多变量控制,做到既满足防结露的要求又能最大限度地减小定子线棒与铁芯因冷—热引起的相对位移,则对于提高定子线棒的绝缘寿命是十分有益的。

在监控方面,主要对水质指标进行监测,设置 pH 表、电导率表并分级报警,信号送 DCS 系统;电厂定期分析含铜量、含氧量、含氨量(如需要)和硬度值。对水压、流量、水温、水箱水位、去离子水流量和水箱逸出的气体流量进行监测和报警。有必要的也对水箱的水的含氨量进行分析,如异常增加,则提示水路密封可能出现异常。

## 4 汽轮发电机的热交换器

发电机都采用闭式循环冷却方式,为了保证发电机各个部位的运行温升不超过规定值,必须选配相应的热交换器,把各部位产生的热量带出机外。它们有空气—水热交换器、氢气—水热交换器、水—水热交换器和油—水热交换器等。水氢氢冷却的发电机必须配有氢气—水、水—水和油—水三种热交换器。对于个别的蒸发冷却的发电机也要配置一套特殊的冷却循环系统。

### 4.1 热交换器的容量选择和设计原则

无论哪一种热交换器,它们的热交换机理是相同的,只是热交换介质不同,流体之间的热交换系数以及最终的综合传热系数不同而已,并不影响容量选择和设计的原则。

当今,经常要求发电机按最大出力工况运行,所以确定发电机产生的热容量时应按此容量选取;热交换器投入运行后,常会发生冷却管破损故障,一般的解决办法是把破损的冷却管堵上,因此在确定热交换器的容量时必须考虑这种因素以及运行时积尘、结垢所引起的冷却效果下降,所以应引入裕度的概念,一般裕度取 10%~15% 为宜。

热交换器用的单元部件,热交换管或称冷却管的结构、传热系数特性、风阻压降特性或水阻压降特性和热交换能力的理论设计一般与实际的数据偏差较大,所以通常是由特性模拟试验或实物的试验研究确定,在此基础上方可进行热交换器的整体设计。

由于发电机的结构尺寸确定之后,热交换器的外形尺寸也随之确定,可调整的范围很小,所以热交换器的整体设计很难一次完成,必须反复调整冷却管的结构形式、管数、管的排列、冷却介质的流速或进出口温差、被冷却介质在管中的流速或进口温度等,最终使热交换器的设计做到参数合理、裕度适中、经济性好、抗腐蚀性能好、工艺性好、便于维护检修、各项指标全面地满足相关标准的要求。

必须注意的是,发电机最大工况和额定工况所规定的冷却介质的温度往往相差较大,如 23℃ 和 33℃ 或 38℃,因此热交换器设计时必须相互校核,并取大者。

### 4.2 材料与管件结构

用于发电机的热交换器、冷却管件和管板等所选用的材

料必须耐用、抗腐蚀、工艺性好和价格适中。根据冷却介质的不同,管件和管板一般采用黄铜、铜、铝、不锈钢、钛或它们的复合结构。

空气或氢气与水的热交换器管件常选用黄铜、铜、铝或它们的复合件,常用的结构形式有下列几种。

(1) 绕簧式。由黄铜管或紫铜管外面绕以螺旋铜丝圈组成,这种螺旋铜丝圈也称翼片如图 5.5-9 所示。

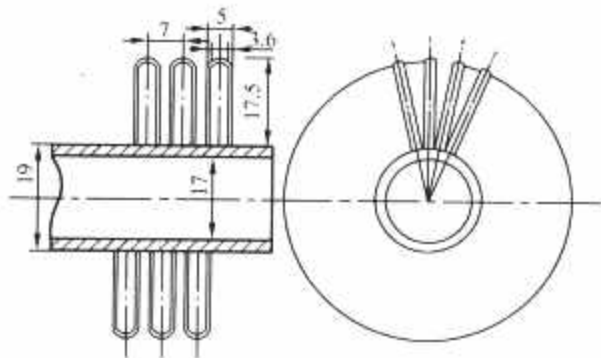


图 5.5-9 绕簧式冷却管

(2) 铜—铝复合式。为了节约有色金属,而又保留铜的耐水腐蚀性能,采用内铜外铝的双金属复合结构,铝管外面经机械轧制出肋片作为散热片,如图 5.5-10 所示。

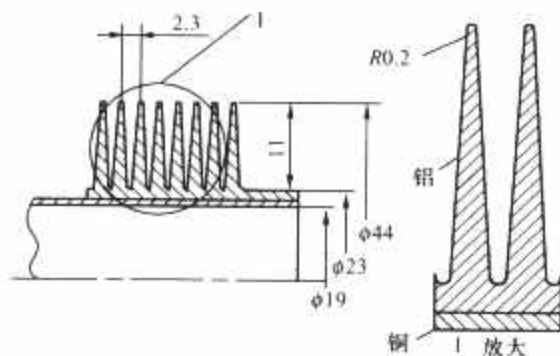


图 5.5-10 铜—铝复合式冷却管

(3) 套片式。铜管套上冲孔的铜片或其他金属散热片,经压或胀(从管内往外胀,也称胀管式)的紧密接触传热,见图 5.5-11。

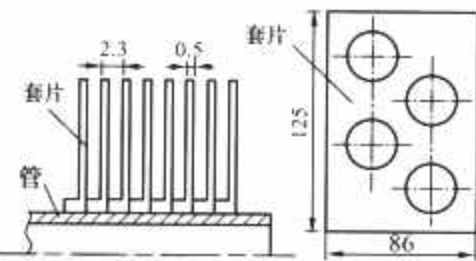


图 5.5-11 套片式冷却管

(4) 绕片式。铜管外面绕上薄铜片制成螺旋形肋片状的散热翼片。

空气或氢气与海水的热交换器的管件有选用黄铜与铝的复合件制造,但更合理的选用则是钛与铝的复合式,与海水接触的钛金属,它的抗海水腐蚀能力比黄铜好得多。

水与水、油与水的热交换器选用黄铜、铜或不锈钢,加工成列管式(也称管壳式)或板式热交换器。列管式由管束、折板和管板等组成。板式由波纹各异的板片、密封件、压紧件和紧固件等构成,见图 5.5-12。水与海水、油与海水的热交换器与海水接触的金属也应选用钛金属为宜。

板式热交换器与列管式相比,具有换热系数高 2~4 倍、结构紧凑、维修方便、金属耗量小、加工简单和生产周期短等优点,早在 20 世纪 70 年代就少量用于汽轮发电机的水—水热交换,近几年已得到较广泛的推广。



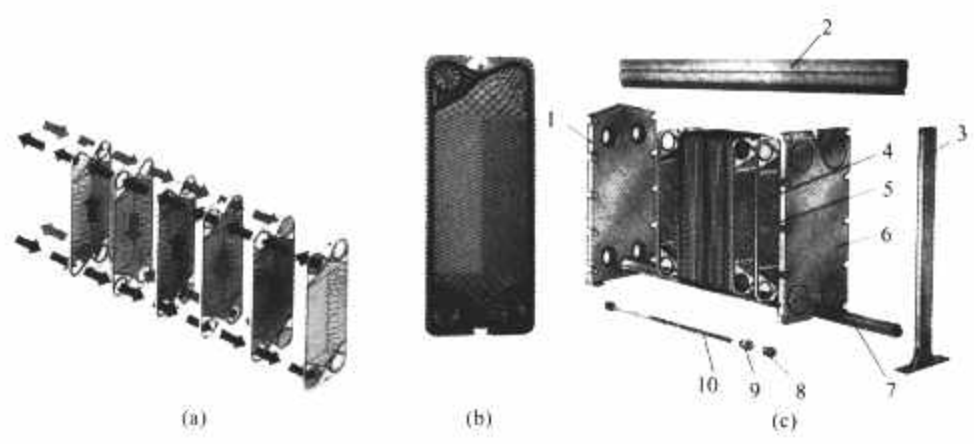


图 5.5-12 板式热交换器原理、板片和结构示意图

(a) 冷却与被冷却介质流动原理图；(b) 一种规格的板片；(c) 板式热交换器结构示意图  
1—固定压紧板；2—上导杆；3—支柱；4—垫片；5—板片；6—活动压紧板；7—下导杆；  
8—夹紧螺母；9—导向垫圈；10—夹紧螺栓

(陈珠夸)

## 第6章 发电机验收、吊运和存放

由于质量及运输条件的限制,大型发电机采用解体运输方法,即发电机的定子、转子、端盖、轴承、油密封装置、出线盒、冷却器外罩、冷却器、座板、隔声罩刷架装配等部件分别运往电厂。

发电机各部件在运输时必须加以必要的防护,以保证运输安全可靠。同时,当以一种方式运输时的运输持续时间不应超过一个月。当采用海运时,包装上应施行严格的防潮处理。当冬季运输时,必须将定子绕组内冷却水路中的剩余水分吹干,并在机座内充入惰性气体。

### 1 验收

大型发电机各部件、零件、安装工具和安装材料以及随机文件等到货时,用户要及时通知供货方,并一同在到货现场按供货方提供的装箱单、随机文件目录进行清点和记录。同时,要检查外观质量并记录,若有货物损坏,由用户向运输部门索赔。所有货物应在到货一个月内验收完毕。

### 2 吊运

在起吊发电机转子时,严禁将吊绳挂在护环、风扇、集电环、轴颈和永久支撑面上。同时,要将转子磁极(大齿)中心处于垂直位置,并要在挂吊绳部位采取保护措施。通常吊转子本体要使用制造厂提供的保护工具,吊其他部位要垫入1.5mm左右厚度的铜带。吊运转子过程中要严禁碰撞护环、槽楔风斗、风扇和联轴器等。

在起吊发电机定子时,要将吊绳挂于机座两侧的4个吊攀上,并使4个吊攀上的吊绳受力均匀,以免发生事故。

起吊其他部件时,可选择适当位置挂吊绳,通常制造厂设有挂吊绳用的吊攀、吊耳和吊孔等。

注意严禁在吊运发电机各零部件时碰撞和划伤工件表面,尤其是加工表面。

### 3 存放

发电机所有零部件包括专用工具均应存放于厂房或库房

内,严禁露天存放,而且任何包装均不能代替厂房或库房。同时,除满足防尘、防蚀、防爆和防机械损伤等一般防护要求外,还应注意满足下列防护要求。

(1) 防冻。存放环境温度应在 $5\sim 40^{\circ}\text{C}$ 范围内,此项要求对发电机定子尤为重要。

(2) 防潮。存放环境的空气在 $25^{\circ}\text{C}$ 时的相对湿度应小于80%。当存放环境空气的相对湿度大于80%时要在氮气中存放,这对定、转子尤为重要。发电机定子运输时,整体密封良好并充入了5 kPa左右的干燥氮气及分散放置了适量硅胶,使机内相对湿度在 $25^{\circ}\text{C}$ 时小于50%,在电厂安装前应继续维持这一状态,以防止绝缘受潮损坏。发电机转子运输箱内也分散放入适量的硅胶,在 $25^{\circ}\text{C}$ 时的相对湿度小于40%,在电厂安装前亦维持这一状态,以防止发生锈蚀和绝缘受损坏。

(3) 发电机定、转子内严禁掉入任何杂物。

(4) 任何包装箱体均不许倒置。转子最好采用铁箱包装,转子要搁在本体上。

(5) 发电机定、转子首次开箱后,应立即测量其绝缘电阻值。若存放时间较长(超过半年),应每月测量两次绝缘电阻,并应认真记录测试结果存档(水内冷定子测量定子绕组绝缘电阻采用水内冷电机定子绝缘测试仪,其他部件采用500V绝缘电阻表)。

(6) 发电机转子首次开箱后,应立即检查轴颈有无锈蚀现象,而且在以后的存放过程中应严密保护轴颈部位,还应防止转轴的弯曲,应将转子磁极(大齿)中心处于垂直位置。

(7) 存放转子的包装箱应隔一周检查一次,确保整个转子处于良好的干燥状态。

(8) 在机组的安装施工过程中,也应采取措施来满足上述各项防护要求,以免造成意想不到的损失。

(沈梁伟)

## 第7章 安 装

汽轮发电机安装工作是非常细致复杂的，它随容量大小、冷却方式不同而不同。

### 1 安装前检查

安装前要仔细阅读制造厂的产品说明书，了解产品的安装参数，包括定、转子质量及外形尺寸。应了解随机供应的安装材料及工具的使用方法。

发电机开箱后，安装前由订货方、制造厂、安装单位共同进行下列各项检查：

- (1) 检查机内的清洁度。
- (2) 检查转子轴颈的椭圆度和锥度，以及联轴器端面的平行度。
- (3) 检查定子绕组、转子绕组的直流电阻和绝缘电阻。
- (4) 检查定子埋置热电偶测温计的绝缘电阻。
- (5) 检查励磁机端轴承的绝缘电阻，并仔细阅读出厂试验记录。
- (6) 检查励磁机、励磁系统及氢油水系统。

机组基础应平整，无裂缝、蜂窝、麻面和露筋等现象，基础固有振动频率应避开转子的临界转速以及工作转速所对应的旋转频率。

### 2 定子安装

在确定定、转子和励磁机的相对位置时，要考虑转子在负载情况下因温度升高而产生的轴向热膨胀，以及汽轮机转子轴向伸长对发电机转子轴向位置的影响。为了保证满载时发电机定、转子的磁中心之间的误差在 $\pm 1\text{mm}$ 范围内，安装时应按产品说明书要求将定子铁芯中心线向非传动端移动相应距离。每台定子安装时要按定子静载荷试验调节底脚垫片。

### 3 转子安装

转子安装是项重要工序，首先要完成转子插入前的所有检查项目以免返工，如转子中心孔气密试验，转子冷态直流电阻测量、转子绕组静态交流阻抗测量、转子绕组绝缘电阻测量、转子通风孔检查等，并将测量值与制造厂提供值进行比较。如果转子受潮要对发电机转子先进行加热处理使其绝缘电阻恢复后才可将其穿入定子膛内。现场转子加热要参照转子加热曲线。

穿转子具体步骤按制造厂供的图纸进行，切记在穿抽发电机转子时应严禁将护环、集电环、风扇座环等要害部位作为受力点。对热套的联轴器对100MW以上发电机不要使用接长轴法穿抽转子，因为这容易使发电机联轴器变形。大容量发电机穿抽转子通常使用滑块法，轴颈和本体使用滑块，

定子铁芯和转子槽楔都有保护工具，励磁机端有小车可在导轨上滑行。装两端风叶时要对号入座并注意风扇叶的方向，按图纸规定力矩把紧固定螺母，并锁好止动垫片。

发电机的最终找中工作应在基础二次灌浆彻底结束后进行，大机组调找中心要在发电机充额定压力空气下进行，联轴器胀口偏差、轴承中心高要严格按汽轮机厂给定的数值进行控制。电刷使用前应进行适形研磨，这对保证通流导电性能很重要。空载时要测量集电环温度，注意温度是否均匀。

### 4 轴承及油密封安装

为了保证轴承受力均匀和使轴承内润滑油不会经轴承盖与轴承座间的合缝面外泄，其间隙用0.05mm的塞尺检查时，塞尺应不能通过。

为了克服轴瓦在低速时的浮动，轴瓦球面与轴承座之间按过盈或间隙0.02~0.04mm安装。轴瓦球面与轴承座之间或端盖式轴承的轴瓦与瓦套之间的接触面积均要求达到80%以上。轴承的瓦面最好不要再研刮。通常轴承挡油盖与轴挡之间的上部间隙为0.25mm，下部间隙为0.15mm，两侧间隙为0.20mm。但这些间隙不是定值，与轴承挡直径有关。如使用接触式油挡请按厂家说明书进行安装。

环式密封瓦的安装要求如下：

- (1) 密封座的合缝面要严密，每平方厘米上至少有三或四点接触。
- (2) 瓦的侧面与座要平行，瓦对轴的两侧总间隙要符合图样要求。
- (3) 瓦的移动应灵活，轻拨即能转动，切勿卡死。
- (4) 密封瓦座与轴要垂直同心，下半密封座与轴的同轴度误差应小于0.1mm。
- (5) 在密封瓦与轴间垫入0.1mm厚的绝缘纸板时，无油状态用500V绝缘电阻表测得密封座与端盖之间的绝缘电阻应不小于 $1\text{M}\Omega$ ，有油状态用万用表测。密封油挡的安装与轴承挡油盖的相同。

按要求包扎好过渡引线绝缘，然后进行定子绕组内部水系统的流通性和密封性试验。接着预装端盖，进行定子单独气密试验，初装轴承，插入转子，找完发电机中心，组装轴承油密封，安装电刷架，连接好氢、油、水系统，在转子静止状态下，充氢进行发电机总体气密性试验，最后进行定子绕组耐电压试验，开机前要查一次所有测温元件的电阻值及与端子板接头的相应位置关系。发电机的漏氢量考核要在发电机投入运行后才进行。

(沈梁伟)



## 第8章 试 验

本章所涉及的仅是成品试验,不包括零部件或半成品的试验。试验是为检验发电机的设计制造是否与设定的标准相吻合和偏差是否符合规定。试验方法和所用仪表必须符合标准。

试验种类分型式试验、出厂检查试验、交接试验、性能验收试验、科研试验五种,每种试验的项目随试验目的而异。对温升、效率、振动、噪声、电磁兼容等发电机重要性能指标的试验方法是全世界公认的 IEC、ISO 标准系列,国内也有与之相对应的标准,如 GB/T 1029—2005《三相同步电机试验方法》。

### 1 型式试验和出厂检查试验

对新产品 and 设计、工艺、材料做过重大改变的发电机,首台产品必须在出厂前进行全面的试验,这就是型式试验。型式试验的结果是该型产品评审鉴定的主要依据之一。出厂检查试验又称常规试验,它是每台发电机制造期间或完成后必须进行的试验。

汽轮发电机型式试验和出厂检查试验项目如下:

- (1) 绕组、埋置热电偶检温计,绕组相间及轴承等对地绝缘电阻测定。
  - (2) 绕组、热电偶检温计在实际冷状态下直流电阻的测定。
  - (3) 定子铁芯损耗发热试验。
  - (4) 转子动平衡和超速试验。
  - (5) 耐电压试验,包括整机起晕电压试验。
  - (6) 不同转速下励磁绕组交流阻抗的测定或波形的测定。
  - (7) 定子绕组接头检测。
  - (8) 定子绕组端部模态及固有振动频率的测定(对 200MW 及以上发电机)。
  - (9) 定子绕组端部手包绝缘施加直流电压的测量。
  - (10) 空载特性的测定。
  - (11) 稳态短路特性的测定。
  - (12) 效率测定。
  - (13) 突然短路机械强度试验。
  - (14) 全谐波畸变(THD)的测定。
  - (15) 电抗和时间常数的测定。
  - (16) 短时升高电压试验。
  - (17) 空转机械检查,并测定轴承油温和振动值。
  - (18) 噪声测定。
  - (19) 温升试验(在安装地点进行)。
  - (20) 短时过电流试验(直接冷却发电机在安装地点进行)。
  - (21) 额定励磁电流和电压调整率的测定(在安装地点进行)。
  - (22) 定子铁芯、机座、定子绕组振动的测定。
- 说明:(1)~(9)项为检查试验项目。

### 2 交接试验

安装完毕后应按产品技术条件规定进行各项交接试验。

对氢冷发电机要进行气密试验,确定漏氢量。对氢内冷转子,要检验转子通风孔和检查氢、油辅助系统的工作情况。对水内冷发电机,要注意检查绕组内部水系统流通性和密封性。

上述这些试验的试验方法、限值和评价都有相应的标准规定,但需要注意的是顺序。安装氢内冷转子前,先进行中心孔气密试验,然后进行转子通风孔检查和耐电压试验。安装水内冷转子前,先进行转子绕组内部水系统密封性和流通性试验,然后再进行交接试验。定子就位后,先组装氢气冷却器和安装定子出线,发电机开箱后、安装前由订货方、制造厂、安装单位共同进行清洁度检查以确认机内无异物存在,安装后交接试验主要目的是确认发电机安装后再次试验结果,与发电机出厂时应无显著差别。

安装后交接试验项目如下:

- (1) 绕组、埋置热电阻检温计、轴承等对地绝缘电阻的测定。
- (2) 绕组和热电阻检温计在实际冷态下直流电阻的测定。
- (3) 耐电压试验,试验电压为出厂试验值的 80%。
- (4) 轴系振动测量,包括测轴承温度。
- (5) 空载和稳态短路特性的测定。
- (6) 定子绕组端部手包绝缘施加直流电压的测量。
- (7) 励磁绕组交流阻抗或波形的测定。
- (8) 发电机冷却系统流通性及密封性检查。
- (9) 测量轴电压。

对氢冷发电机型式试验、出厂检查试验尚应增加:

- (1) 油密封绝缘电阻测定。
- (2) 气密试验、交接试验时应确定漏氢量。
- (3) 氢内冷转子通风孔检查。
- (4) 氢、油系统检查试验。

对水内冷发电机型式试验、出厂检查试验尚需增加:

- (1) 定子总进、出水管绝缘电阻的测定,若为水内冷转子需测进水支座绝缘电阻。
- (2) 绕组内部水系统流通性检查。
- (3) 绕组内部水系统密封性检查。
- (4) 冷却水系统检查试验。

### 3 性能验收试验

性能验收试验是按合同规定的试验项目、试验方法在电站现场进行。如果试验结果未达到合同保证值就要按合同规定进行经济赔偿。

出力、效率、振动值、噪声、漏氢量是汽轮发电机最常见的性能验收试验项目。性能验收试验一般由制造厂和用户之外的有资质的第三方主持并出具性能验收试验报告。

### 4 科研试验

我国汽轮发电机发展大致可分为三个阶段:1954~1959 年北仿前苏联、南仿捷克的仿制阶段,容量生产到 50MW。1960~1980 年为自行开发阶段,这段时间是在完全封闭的



续表

序 号	类 别	课 题 名 称	解决的主要问题
7	工艺进步	开发一斗二路转子槽楔	减少槽楔上孔的数目
8		自制自动铣孔机	提高了精确度和生产率
9		自制自动去毛刺机	提高了劳动生产率
10		数控加工转子槽楔	保证形状和尺寸、表面粗糙度
11		改进端部进风位置	由底部改为侧面进风，利于通畅
12		转子通风孔检查方法和标准	检查流通性，避免通风孔堵塞
13		护环止口加工方法	下线前加工，避免金属沫侵入
14		线匝采用直角四角焊	保证线圈形状
15		波形法检查转子匝间短路	提高了测试精度

(沈梁伟)



## 第9章 发电机运行

各种冷却方式的发电机其运行要求有所差异，本章仅以水氢氢冷却的600MW发电机为例加以叙述。其他典型的发电机也有类似的指导运行的曲线或图表，它由制造厂设计计算提供，电厂也应试验核实。另外，本节只谈发电机的正常运行，有关非正常运行见第11章。

本卷第16篇将专门叙述火力发电厂的运行。

### 1 启动前检查和要求

在发电机的主、辅设备以及其他有关设备的安装工作结束后，由机组的使用单位及安装、调试单位根据专门的试运大纲进行整套机组的启动、试运工作。

发电机启动之前必须具备下列基本条件：

(1) 结束与机组直接有关的土建工程，具备所需的全部照明和局部重点照明。

(2) 结束发电机组的主、辅设备及其一次、二次线路系统（及其仪表电气设备）的安装工作。

(3) 完成发电机组交接试验项目中所有启动前的电气测量及试验。

(4) 所有安装记录、启动前的测量和试验记录，以及主要设备的合格证书应齐全成册。

(5) 内冷水控制系统、氢气控制系统、密封油控制系统，以及监测装置、信号装置、保护装置均调试完毕并投入工作。

(6) 安全措施及消防措施必须完备并得以实施。

(7) 结束轴承和油密封装置包括信号管路的通油清洗工作，这一冲洗最好持续3个月并确认进出油已达到完全合格状态。同时应检查轴瓦、密封瓦内有无杂物所造成的磨损和划伤现象。

(8) 控制密封油压，使其达到规定值范围。控制密封油压的方法见密封油系统产品说明书。

(9) 发电机内充氢至额定压力。充氢必须采用中间介质置换法，所用氢气、二氧化碳或氮气必须符合有关标准的要求。充氢的操作步骤见氢气控制系统产品说明书。

(10) 氢气冷却器通水，并且水量调至额定值。注意排气，防止气堵，同时调节回水阀门使循环水压达到运行压力。

(11) 定子绕组内通水，控制冷却水进出压力，并且使水量、温度和电导率等指标达到规定值，注意排气、防止气堵。

### 2 发电机组启动

发电机在转子盘车转速、定速过程中必须监测轴振动情况，并注意发电机内部有无动、静部件碰撞声、摩擦声或其他异常声音。如发现异常情况，应立即停机，直到找出并消除异常现象的根源为止。

发电机转子转速的增长速度由汽轮机的启动条件决定，但必须注意不得在临界转速附近停留。

当转子转速达到额定值后，除测量转轴情况外，还必须进行下列项目的检查：

(1) 电刷与集电环接触状况。

(2) 轴承与油密封装置的回油温度及轴瓦温度。

(3) 励磁装置的情况。

(4) 发电机与变压器及电网的相序是否一致。

(5) 定子绕组的内冷水及氢气冷却器、油水冷却器、水冷却器中的二次水的循环情况。

上述检查中如发现异常情况应立即停机排除故障。

如果在启动过程中未发生异常情况可不停机，直接进行下一步试验及试运工作。待试运完成之后再行轴瓦、密封瓦内部的检查与清理工作。

### 3 发电机组调试

发电机组的启动达到正常要求以后，则可进行有关的调试工作。所有调试工作必须在冷却介质处于额定参数（压力、纯度、流量、温度、电导率等）下进行。

#### 3.1 电气测试

此项工作须在额定转速下进行。

(1) 测量励磁回路的绝缘电阻值。

(2) 在转子绕组励磁状态下，通过测量轴端对地电压，检查轴承及油密封装置的绝缘情况。

(3) 其他测试项目。

#### 3.2 保护装置的调试

在进行上述电气测试过程中，所有各项保护装置都要进行调试并投入运行。对于保护装置调试所需要的，但制造厂出厂说明书未规定的特殊运行方式，应与制造厂代表共同商定。

### 4 并网

发电机并网之前应完成的工作：

(1) 所有启动前的准备和启动工作。

(2) 有关的交接试验和电气试验。

(3) 所有保护装置调试完毕并投入运行。

(4) 将定子机座接地。

(5) 发电机可使用自动（或手动）准同步装置并入电网。

必须注意，发电机定子绕组在不通水或水质不合格情况下，严禁进行励磁升压及并网。

### 5 机组综合试运行

发电机并网及带上负荷后，发电机主、辅设备应进行168h的综合试运行。在综合试运行中，应按要求进行监测和维护，并将监测结果记入综合试运行工作记录中。

在事故情况下，如果转子绕组和定子绕组过载未超过有关规定的数值，且发电机的电压未超过额定值的110%，则应不干涉自动励磁调节装置和强行励磁装置的工作。

6 机组试运行结束

如果机组在连续运行 168h 中未发现明显的问题，而且平均有功负荷不低于 80% 额定值。那么 168h 连续运行结束后，应对发电机进行全面检查。此时，不论试运行期间是否发现问题，应拆开端盖、轴承、油密封装置，检查轴颈、轴瓦、密封瓦、内、外挡油盖等。如果转子轴颈有划伤，则应进行光滑处理；如果轴瓦和密封瓦上轴承合金有划伤，应用刮研的方法消除缺陷，如果油挡间隙增大应设法消除。

如果在机组试运行过程中，发现轴振动超过允许值，则应仔细分析转轴的找中心情况、转子的动平衡情况及轴承部件有无松动情况等。

此外，应消除发电机及其管路、法兰、阀门等部件所存在的密封不严密现象。

7 发电机组交付运行

整套机组启动试运行工作结束后并消除了检查中所发现的缺陷后，即可将机组交付使用单位投入运行。正式交付运行时，应办好证明文件，并附上所有中间证明文件，安装、启动、试运行工作记录及有关技术方面的纪要等。

8 正常运行方式及规定

8.1 发电机长期连续运行

发电机在满足规定的有关技术数据及技术要求，同时又得到正确维护的条件下，能够长期连续运行。如 600MW 发电机长期连续运行，额定功率为 600MW，最大连续功率为 654MW。

发电机在不同工况下的出力曲线见图 5.9-1。

发电机在额定电压、额定功率因数和额定氢压下不同负荷时的计算效率见表 5.9-1，发电机负荷与损耗和效率的关系曲线见图 5.9-2。

表 5.9-1 发电机不同负荷时效率					
有功功率 (MW)	150	300	450	600	654
效 率 (%)	98.53	98.99	99.05	98.99	98.95

8.2 发电机空气冷却运行

氢内冷发电机不允许以空气冷却带负荷运行。

如果需要短时空冷、空转运行或进行其他有关不通电的试验时，必须遵守下列条件：

- (1) 油密封装置及其密封油控制系统投入工作。
- (2) 机内空气压力保持在约 0.01MPa（表压），压缩空气充入机内前经过干燥和过滤，其绝对湿度不超过 10g/m<sup>3</sup>（20℃，0.1MPa 时）。
- (3) 发电机冷却器投入工作。
- (4) 每次空冷、空转运行持续时间不得超过 4h。
- (5) 事先与制造厂代表协商。

8.3 视在功率与电压和电流关系

当功率因数与频率为额定值时，电压在其额定值的 95%~105% 范围内变动时，发电机视在功率与电压和电流

的关系符合表 5.9-2 中规定。

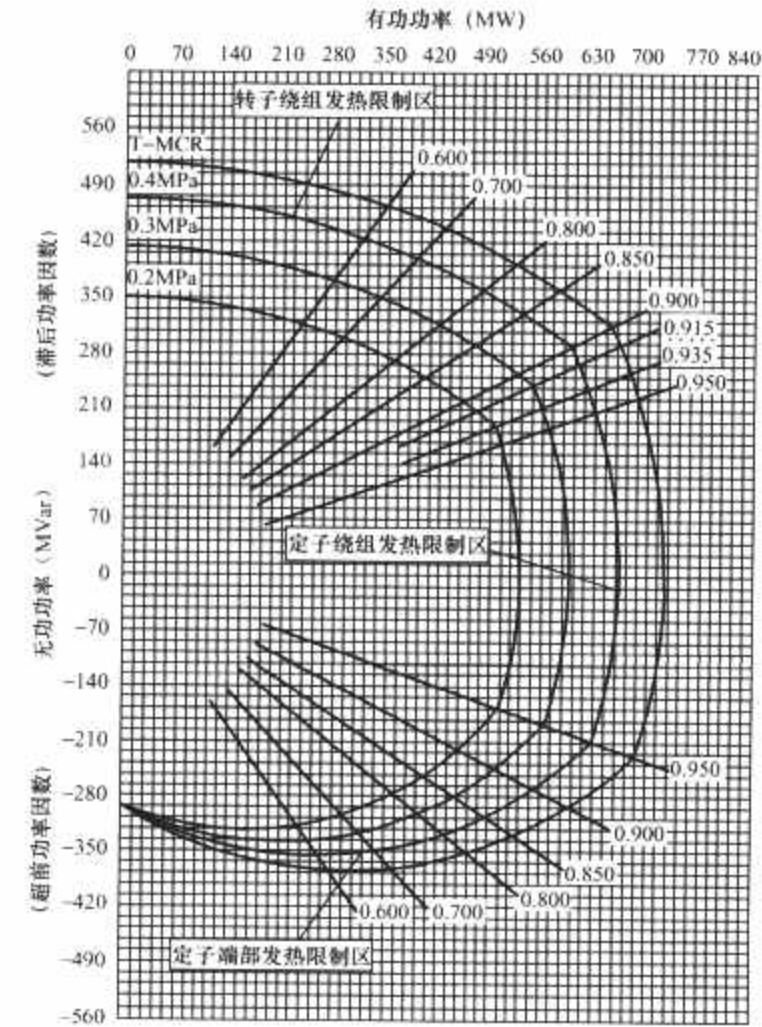


图 5.9-1 发电机出力曲线  
型号为 QFSN-600-2YHG；额定容量为 722.2MVA；  
额定电压为 20kV；额定电流为 19 245A；额定功率因数为 0.9；额定频率为 50Hz；额定转速为 3000r/min；  
额定氢压为 0.4MPa；短路比为 0.52；相数为 3；  
额定励磁电压为 428.1V；额定励磁电流为 4128A

表 5.9-2 视在功率与电压和电流的关系	%		
定子电压/额定定子电压	105	100	95
视在功率/额定视在功率	100	100	100
定子电流/额定定子电流	95	100	105

8.4 变功率因数运行

发电机允许变功率因数运行，当降低功率因数时，转子励磁电流不允许大于额定值，而且视在功率应减少。当增大功率因数时，发电机的视在功率不能大于其额定值。

发电机功率因数变化时的允许运行负荷见图 5.9-3（发电机 V 形曲线）。

8.5 不平衡负载运行

当发电机运行负载不平衡时，如果持续负序电流不超过额定电流的 8%，且每相电流不大于额定电流，允许发电机长期运行。

在极短时间内，发电机能够承受事故状态下的不平衡负载。为了防止负序电流产生的损耗引起转子磁极表面和护环的局部过热和烧损，必须严格控制事故状态下的不平衡负载及其时间。因此规定负序电流标幺值的平方与事故时间的乘积不许大于 10s，即  $(I_2/I_N)^2 t \leq 10s$ 。事故负序电流的允许值和相应的时间应符合表 5.9-3 的规定。



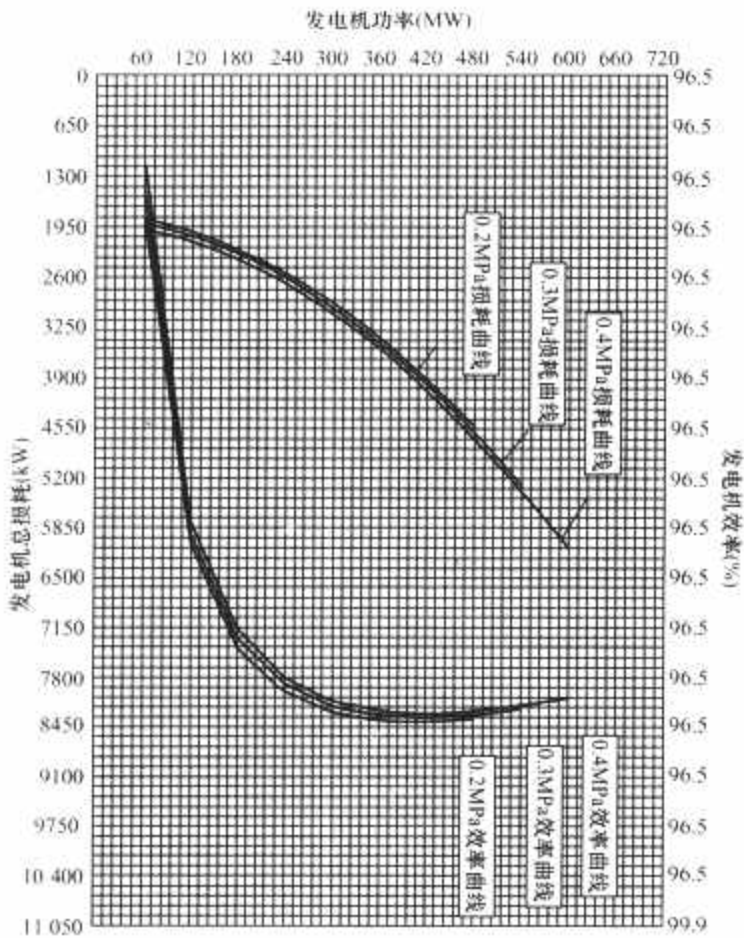


图 5.9-2 发电机负荷与损耗和效率的关系曲线  
型号为 QFSN-600-2YHG；额定容量为 722.2MVA；  
额定电压为 20kV；额定电流为 19 245A；额定功率因  
数为 0.9；额定频率为 50Hz；额定转速为 3000r/min；  
额定氢压为 0.4MPa；短路比为 0.52；相数为 3；  
额定励磁电压为 428.1V；额定励磁电流为 4128A

表 5.9-3 负序电流和时间限值

$t$ (s)	2.5	4	5	10
$I_2/I_N$ (%)	200	158	141	100

8.6 调峰运行

当电网需要时，发电机允许调峰运行。调峰运行有两种方式即变负荷 30%~100%和两班制运行。

发电机每年启、停机允许 330 次，即在整个发电机使用寿命期限内，启、停机次数不超过 10 000 次。

发电机负荷增减率，一般每分钟为额定负荷的 5%，但紧急状态下取决于汽轮机。

8.7 进相运行

发电机进相运行的允许范围主要受发电机静态稳定和定子铁芯端部构件发热两个因素的限制，发电机在结构上能满足在超前功率因数为 0.95 和额定功率的情况下稳定运行。

8.8 频率与电压的变化范围

发电机在额定功率因数、电压偏离额定值±5%、频率偏离额定值+2%~-3%时能连续输出额定功率。

发电机在额定功率因数、电压偏离额定值±5%、频率偏离额定值+3%~-6%时，输出额定功率允许运行的时间应符合表 5.9-4 的规定。

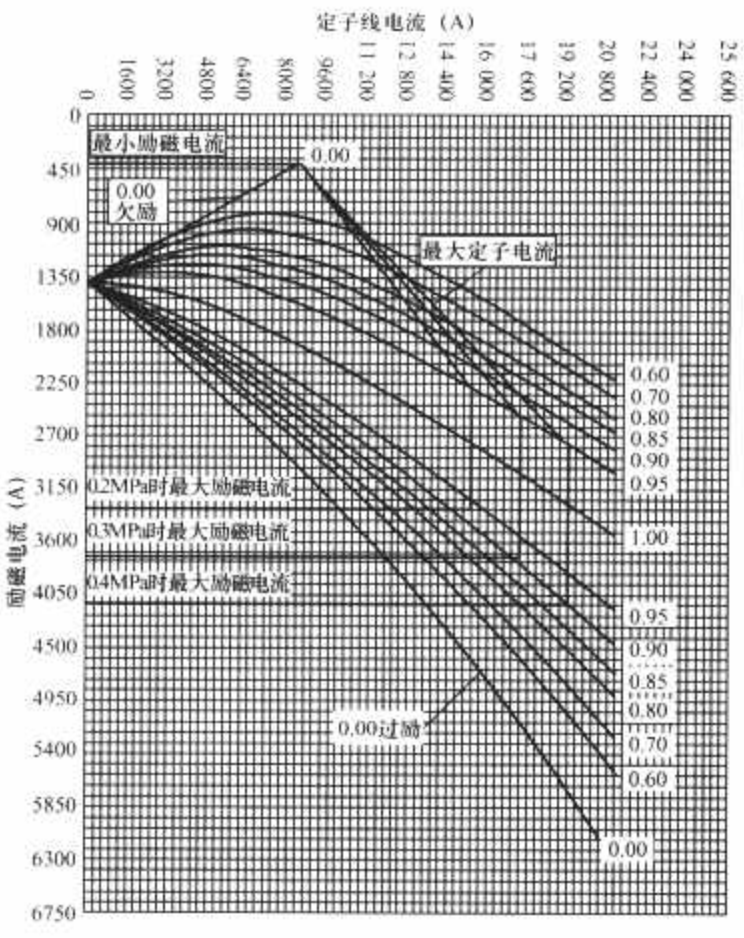


图 5.9-3 发电机 V 形曲线  
型号为 QFSN-600-2YHG；额定容量为 722.2MVA；  
额定电压为 20kV；额定电流为 19 245A；额定功率因  
数为 0.9；额定频率为 50Hz；额定转速为 3000r/min；  
额定氢压为 0.4MPa；短路比为 0.52；相数为 3；  
额定励磁电压为 428.1V；额定励磁电流为 4128A

表 5.9-4 偏频运行时间限值

频 率 (Hz)	寿命期累计时间 (min)	每次持续时间 (s)
51.0~51.5	30	30
48.5~51.0	连续运行	
48.0~48.5	300	300
47.5~48.0	60	60
47.0~47.5	10	10

电压升高同时频率降低工况可导致发电机和变压器过磁通量，电压降低同时频率升高工况可导致发电机旋转部件所承受的应力增大。这些因素将引起发电机温升增高和寿命的缩短，应尽快降低负荷或限制在这些工况下运行。

8.9 运行氢压

发电机正常运行时，机内氢压必须高于定子内冷水的水压。特殊情况下需要降低氢压运行时，须与制造厂协商，且运行时间不应超过 4h，此时发电机允许负荷应根据温升试验确定。未经试验确定前的允许负荷可参考表 5.9-5。

表 5.9-5 低氢压运行参考数据

氢压 (MPa)	有功功率 (MW)	定子电压 (V)	定子电流 (A)	功率因数
0.3	549	20 000	17 321	0.915

8.10 氢气温与负荷关系

当发电机冷氢温度为额定值时，其负荷应不高于额定值的 1.1 倍；当冷氢温度低于额定值时，不允许提高发电机出



力；当发电机冷氢温度高于额定继电保护值时，每升高1℃，定子电流相应减少2%。但冷氢温度超过48℃要及时处理，否则不允许发电机长期运行。

### 8.11 氢气冷却器与负荷关系

发电机正常运行时须投入氢气冷却器两组，共四台（每组两台），以维持机内冷氢温度恒定。当断开一台氢气冷却器时，发电机的负荷须降至额定负荷的80%或以下运行。

氢气冷却器进水温度超过额定值时，可根据运行氢压和氢温调节发电机负荷。图5.9-4所示为发电机负荷与氢气冷却器进水温度、氢气压力关系曲线。

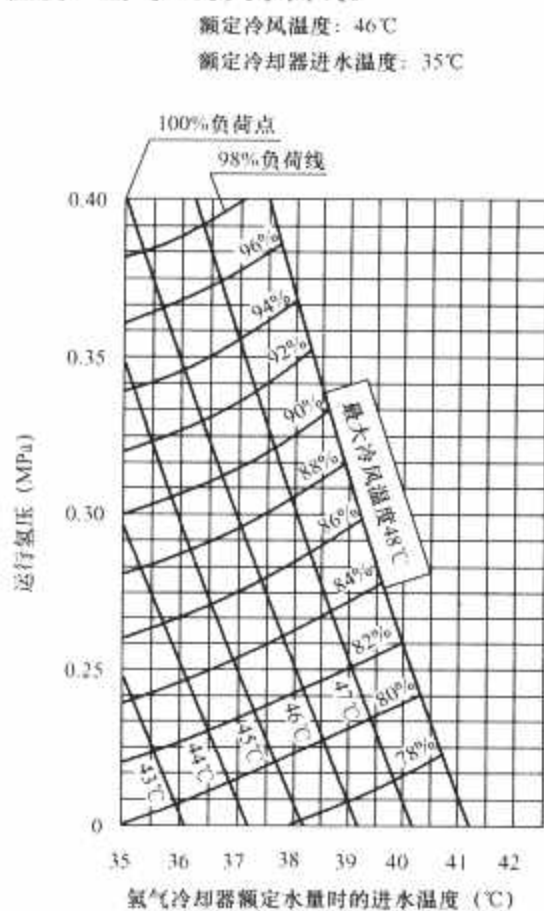


图 5.9-4 发电机负荷与氢气冷却器进水温度、氢气压力关系曲线

型号为 QFSN-600-2YHG；额定容量为 722.2MVA；额定电压为 20kV；额定电流为 19 245A；额定功率因数为 0.9；额定频率为 50Hz；额定转速为 3000r/min；额定氢压为 0.4MPa；短路比为 0.52；相数为 3；额定励磁电压为 428.1V；额定励磁电流为 4128A

- 注：1. 本曲线以发电机出力曲线为基础，4个可调参数中确定其中2个参数，另外2个参数随之确定。  
2. 最大负荷时，调节进水温度时要保证发电机实际运行的冷风温不超过最大冷风温度。  
3. 本曲线是发电机安全运行的指导，不等同于发电机的极限运行能力。

## 9 发电机保护

发电机的保护方式由电厂的设计部门制定，但发电机至少应设有下列运行保护。

### 9.1 保护分类

(1) 相间短路保护及差动保护。又分为发电机（纵差）和发电机—变压器组（纵差）差动保护。功能是将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(2) 定子绕组接地保护。功能是将定子绕组接地时发出报警信号，并将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(3) 转子绕组接地保护。功能是将绝缘电阻值降低到

10kΩ时发出报警信号，当绝缘电阻值降到4kΩ及以下时，将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(4) 异步运行保护。该保护应符合第11章的规定。

(5) 定子绕组过电压保护。功能是将定子绕组的电压高于额定电压的1.2倍时，将发电机与电网解列，同时立即（无延时）解除发电机励磁。

(6) 负序电流过载保护。功能是将当 $I_2/I_N=0.08$ 时发出报警信号，并按 $(I_2/I_N)^2 t = 10s$ 整定电流延时，将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(7) 外部短路引起的过负荷保护。功能是将当出现外部短路引起过负荷时，立即使发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(8) 零序保护。功能是将当发电机出现零序电压时，立即发出信号，使发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。应注意若零序保护动作需区别机内或机外后，才决定是否跳闸。

(9) 定子绕组对称过负荷保护。功能是将当定子对称电流高于1.1倍额定电流时立即发报警信号，并按规定整定时间，使发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(10) 转子绕组过负荷保护。功能是将转子过电压时限特性应符合第11章的规定。

(11) 大气过电压和操作过电压保护。功能是将当发生大气过电压或操作过电压时，来自变压器的冲击电压高于定子绕组额定电压的1.1倍时，使发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(12) 轴承绝缘监测装置。

### 9.2 其他保护装置

(1) 轴承断油保护。当发电机轴承润滑油流量低于700L/min并继续下降时，应将发电机和汽轮机跳闸停机。

(2) 定子绕组过热保护。当定子绕组任何两个水路相同的同层线棒出水温度的温差大于8K时，应当发出报警信号；当此温差达到12K时应立即将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

(3) 发电机定子绕组内冷水流量保护。当定子绕组内冷水流量降低至额定值的68%时，应当发出报警信号。当流量下降至额定值的52%时，应当发出事故信号，使发电机从电网解列，同时解除发电机励磁。另外需注意在内冷水泵切换过程中不能发生断水现象。

(4) 氢气冷却器中的水流量保护。当氢气冷却器中的水流量降至75%额定值时保护装置应当发出报警信号；当流量继续下降至30%额定值时保护装置延时3min，使发电机从电网解列，同时解除发电机励磁并停机。

## 10 运行时监测和注意事项

为确保发电机的正常运行，除了设置各种必要的保护装置外，还需为发电机配备各种必要的监视测量仪表及信号装置、控制装置和自动化装置等，用于监控和记录有关机组运行状态、电气参数、冷却介质参数及机械参数，如有功率、无功功率、定子电压、定子电流、转子电压、定子绕组温度、定子绕组内冷水压力和流量及进出温度、定子铁芯温度、机内氢气压力和温度及湿度、氢气冷却器水温度和压力及流量、轴承和密封油温度和压力及流量、轴承合金温度、轴振动和漏氢量等，而且须用自动记录仪表或指示仪表测量这些量值，并记录到相应的报表内。

应监测的参数及记录周期见表5.9-6。

表 5.9-6 应监测的参数及记录周期

序号	监测的参数	记录周期
1	有功功率	连续记录
2	无功功率	连续记录
3	定子电压	连续记录
4	定子电流	连续记录
5	定子绕组温度	连续记录
6	定子铁芯温度	连续记录
7	内冷水进出水温度	连续记录
8	内冷水流量	连续记录
9	机内氢气压力	连续记录
10	氢、空侧密封油压、油温	连续记录
11	冷、热氢气温度	连续记录
12	轴瓦温度	连续记录
13	轴承回油温度及油量	连续记录
14	油密封装置油量	连续记录
15	氢气冷却器、空气冷却器、油水冷却器、水水冷却器进水温度	连续记录
16	轴承室内氢气含量	连续记录
17	轴颈和轴承振动值	连续记录
18	定子绕组水路及其外部内冷水系统内氢气含量	连续记录
19	封闭母线外壳内氢气含量	连续记录
20	氢油间压差	连续记录
21	水水冷却器及过滤器前后内冷水压力	每 4 h 一次
22	机内氢气纯度（自动分析仪）	每 4 h 一次
23	机内氢气定期化学分析	每 4 h 一次
24	氢气冷却器及空气冷却器水流量	每 4 h 一次
25	定子绕组进出水压力	每 4 h 一次
26	励磁电压	每班一次
27	油水冷却器前后密封油温度	每班一次
28	内冷水化学特性	每班一次
29	内冷水电导率（固定仪表）	每班一次
	内冷水电导率（化验分析）	每周至少一次
30	过滤器前后密封油压力	每班一次
31	压差阀、平衡阀跟踪情况	每班一次
32	励磁回路绝缘电阻值	每班一次
33	定子绕组水路及其外部内冷水系统内氢含量（定期化验分析）	每班一次
34	机内氢气湿度（定期化验分析或用仪器）	每班一次
35	充氢前氢气湿度（化验分析）	每次充氢及补氢前
36	漏氢率及漏氢量	每昼夜一次及补氢时
37	轴振动值（定期就地测量）	每周一次

表 5.9-6 中未列出的其他监测参数应定期记录到相应的报表内。

如果配备了监测记录装置，则监测记录方式如下：

（1）被监测参数的测量周期为 7s（由集中监测装置自动实施）。

（2）正常运行方式下集中监测装置应每隔 1h 自动记录所有被监测参数。

（3）当被监测的任何一个参数超过允许值范围并发出音响信号，运行操作人员应立即使集中监测装置每隔 1min 打印一次已经偏离允许值范围的参数，并将该参数引到集中监测装置灯光信号盘上，以便于运行操作人员随时监视直至该参数恢复到允许范围内为止。

如果集中监测装置由计算机系统控制，其监测记录方式如下：

（1）计算机系统存储器中被监测参数的记录周期不超过 30s。

（2）正常运行时，被监测参数自动接到打印装置上打出报表，时间间隔为 1h。

（3）当被监测的任何一个参数超出允许值范围时，应自动接到打印装置上（参数从偏离允许值范围至回到允许值范围内的全过程）。此时运行操作人员应当立即以相应幅面接到电子射线显示器上，以随时对偏离允许值的参数进行监测，直至该参数恢复到允许值范围内为止。

（4）当切断发电机的任何一个保护装置动作，即使一个参数超出第二整定值时，在保护装置动作之前 1h，应当自动打印出计算机系统存储器内存储的被监测参数的所有记录。

自动记录装置的纸带、集中监测装置或计算机系统打印装置上的打印报表应存档。其存档日期与机组控制盘相应的日报表相同。

11 偏离允许值时应采取的措施

11.1 应遵循的原则和措施

（1）首先应迅速查清监测装置是否发生故障或信号装置是否误动作，然后立即采取相应的措施，使异常参数复原或将发电机解列、灭磁、停机。

（2）如果被监测参数突然超过允许值（发生短时突变情况），运行操作人员首先应迅速将发电机解列、灭磁、停机，然后再查清故障原因。未查清故障原因并消除之前不许重新投入运行。

11.2 具体情况的具体措施

（1）发电机部件温度持续上升。当发电机定子绕组（层间或出水）温度、定子铁芯温度等监测参数中的任何一项持续上升至允许值及以上时，信号装置自动报警。此时运行操作人员应迅速使发电机减负荷（有功功率及无功功率），直至该温度降至允许值以下为止。如果减负荷不奏效，应立即将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁。

如果发电机任何两个同层线棒出水温度的温差大于 8K 时，也应采取上述措施。当此温差达到 12K 时应立即将发电机与电网解列，同时解除发电机励磁，并停机查明原因。

（2）发电机轴承温度及回油温度持续上升。当发电机轴承温度及回油温度持续上升时，可适当提高进油温度；如果温度超过允许值，应立即停机并检查原因。

（3）发电机内积水。当发电机内发现少量水（每班约 500mL）时，应当将水排出并加强对发电机的监视，若每天漏水量超过 800mL 要报警。

如果机内继续积水，则必须依次断开氢气冷却器，以查清哪台冷却器发生渗漏水故障，然后采取措施将故障清除。

（4）定子绕组内冷水压高于机内氢压。当定子绕组内冷水压比机内氢压高时，应立即处理使其压力恢复正常，同时监视线棒的温度以及机内是否有水放出。如有水放出应尽快



停机,以便查清和清除隐患。

(5) 机内氢气指标偏离额定值。当机内氢气压力高于或低于额定值时,运行操作人员应立即排氢或补氢。当机内氢压急剧下降即漏氢量过大时,应尽快查清漏氢原因和部位,必要时应降负荷直至停机进行检查。

当机内氢气纯度下降至最低允许值(95%额定氢压)时,应立即采取补、排氢的方法提高机内氢气的纯度。同时,须查清密封油系统的平衡阀运行状态,必要时修复或更换。

当机内氢气湿度偏高时,将对绕组绝缘及转子护环等产生有害影响。因此,运行时发电机内冷氢气的绝对湿度必须低于 $2\text{g}/\text{m}^3$ (即在机外常压下取样化验热氢气中的水汽浓度不高于 $0.4\text{g}/\text{m}^3$ ),且在任何运行方式下都必须保持这一数值。停机时,可用降低氢压或充入干燥氢气的方法维持这个湿度。

当机内氢气绝对湿度升高至 $2\text{g}/\text{m}^3$ 以上时,必须找出原因,并采取措施消除根源。必要时可采取频繁充入干燥氢气的方法来降低氢气湿度(但应注意不要使氢气湿度降低太多)。

发电机在机内冷氢气绝对湿度在 $2\text{g}/\text{m}^3$ 以上但不超过 $2.5\text{g}/\text{m}^3$ (机外常压下取样化验热氢气中水汽浓度不超过 $0.5\text{g}/\text{m}^3$ )的情况下运行,每年只允许3次,每次运行的持续时间不得超过3天。

由制氢站提供的氢气露点温度应不高于 $-47.45^\circ\text{C}$ (相当于 $0.05\text{g}/\text{m}^3$ )。

(6) 氢气冷却器及水冷却器的水流量低。当氢气冷却器及水冷却器内的二次水流量降低至额定值的75%时,信号装置报警。此时运行操作人员应适当减少发电机的负荷,同时,应采取措施使其恢复额定流量。

(7) 定子绕组进水温度和机内冷氢温度低。当定子绕组进水温度和机内冷氢温度低于允许范围时,应及时采取措施(调节氢气冷却器及水冷却器中的二次水温度或流量),使其恢复至允许范围。

在负荷大量减少或甩负荷时,为防止发电机因急剧冷却而造成的不良影响,必须接通内冷水再循环系统或减少外循环回路冷却水流量(在氢气冷却器为闭环路情况下)。

(8) 定子绕组内冷水的水质超标。当定子绕组内冷水电导率超过标准值到 $5\text{S}/\text{cm}$ 时,信号装置应当报警。运行操作人员接到报警信号后,必须用新鲜合格的内冷水更换原内冷水,使电导率降至标准值以下。如果不能奏效,则当电导率达到 $9.5\text{S}/\text{cm}$ 时,应迅速将发电机与电网解列,同时解除发电机励磁。

当定子绕组内冷水中pH值和铜离子含量超标时,亦须更换内冷水,使这两个数值达到标准值。上述定子绕组内冷水系统的充水和补水均须由经凝结水除盐装置处理后的汽轮机凝结水管道供给。

当内冷水中含有氢气且取样化验氢气含量超过3%时,应加强对发电机的监视,并每隔1h须用化验方法检测一次内冷水中的氢气含量,同时注意定子绕组各线棒的温度以及发电机内是否有水排出。此时,必须保证氢压比内冷水压高 $0.05\text{MPa}$ ,并应尽快停机,最长应不超过3天,以便消除内冷水中出现氢气的根源。

如果每小时取样检测时发现捕集器中氢气含量超过20%,应迅速将发电机与电网解列,同时解除发电机励磁并停机消除故障根源。

(9) 发电机轴承室及主油箱内或发电机轴承回油中含氢气。当发电机轴承室及主油箱内或发电机轴承回油中的氢气含量超过1%时,必须尽快停机消除漏氢的根源。

(10) 发电机轴振动状况。发电机除在启动过程及在额定空转下须监测轴的振动状态外,在带励磁及带不同负荷运行时亦须监测发电机轴的振动状态。监测通常采用设置在汽轮机、励磁机两端轴承外挡油盖上的非接触式拾振器在两个相互垂直方向上测量轴颈振动速度(方均根值)。如果机组常备测量仪器装置不能测量振动速度,允许测量双倍振幅值。

当各轴颈的振动值不超过 $3.3\text{mm}/\text{s}$ (轴承座振动 $25\mu\text{m}$ ,或轴颈振动 $76\mu\text{m}$ )时,允许发电机长期运行。当发电机轴承振动值达到 $13.2\text{mm}/\text{s}$ (轴承座振动 $120\mu\text{m}$ ,或轴颈振动 $250\mu\text{m}$ )时,应迅速停机。

在机组稳定运行过程中,如果某个轴承振动值在原有稳定状态下,突然升高 $2.2\text{mm}/\text{s}$ (轴承座振动值升高 $20\mu\text{m}$ ,或轴颈振动升高 $40\mu\text{m}$ )时,应迅速停机处理。

(沈梁伟)



第 10 章 维护检查和检修

新装机组运行 1 年后，必须进行一次的全面检查和检修，项目不得少于大修内容。重点是若定子槽楔有松动应重新再打紧。以后大修间隔期为 5 年左右，小修间隔期为 1 年左右。随着检测技术和诊断技术的发展，将来的发展方向是以预检、预修代替定期检修。

1 常规检查试验

发电机在出厂后的试验分为交接试验和定期试验。交接试验在发电机安装施工期间及安装后的启动试运行期间进行，定期试验在每次检修期间及两次检修之间进行。所有试验工作都必须有详细的记录存档。应特别注意记录被试部件的温度，以便能够将不同时期所进行的同类试验的结果进行比较，试验应当按国家标准规定的有关方法进行。相应的试验符号种类：JJ——交接试验；DX——大修试验；XX——小修试验；ZJ——两次检修之间的试验。

1.1 绝缘电阻的测量

发电机各部件绝缘电阻值的测量按表 5.10-1 中规定进行。

表 5.10-1 发电机各部件绝缘电阻的检测量

序号	被测部件名称	试验条件及标准	绝缘电阻表电压 (V)	试验种类
1	定子绕组	在发电机出口与封闭母线断开时，每相对地的机壳和接地的其他两相的绝缘电阻值应不低于 200MΩ	2500	JJ DX XX
2	定子汇流管及出线盒内汇流管	在未与外部冷却水系统连接前当温度在 10～30℃ 范围内，其绝缘电阻值应不低于 1MΩ	1000	JJ DX XX
3	转子绕组	当温度在 10～30℃ 范围内，其绝缘电阻值应不低于 5MΩ	500	JJ DX XX
4	热电偶测温元件	元件本身及连接导线对地或绕组导体的绝缘电阻值应不低于 1MΩ	250	JJ DX
5	轴承	在油管路完全装好，轴承与轴颈接触情况下，励磁机端轴承垫块与端盖之间的绝缘电阻值应不低于 1MΩ	1000	JJ DX XX
6	油密封装置	密封座及挡油盖与端盖之间的绝缘电阻值应不低于 1MΩ	1000	JJ DX
7	铁芯穿心螺杆、分块压板	穿心螺杆之间，穿心螺杆与铁芯分块压板之间及铁芯分块压板之间的绝缘电阻值不低于 100MΩ	500	JJ DX

续表

序号	被测部件名称	试验条件及标准	绝缘电阻表电压 (V)	试验种类
8	隔声罩刷架	导电板与底架及隔声罩之间的绝缘电阻值应不低于 1MΩ	1000	JJ DX
9	座式轴承	轴承座对地绝缘电阻值应不低于 1MΩ	1000	JJ DX XX

- 注 1. 测量定子绕组绝缘电阻时，应采用“水内冷发电机定子绝缘测试仪”进行测量。总进出水管接到仪表的屏蔽端子上。  
2. 当温度在 10～30℃ 范围内定子绕组吸收比  $R_{60}/R_{15}$  应不小于 1.3，否则应对其进行干燥处理。  
3. 表中序号 1 为允许投入运行的定子绕组绝缘电阻值。  
4. 测量定子绕组绝缘电阻时，必须核实定子绕组水路系统内无水，或者通入电导率合格的内冷水。

1.2 发电机定、转子绕组绝缘的介电强度试验

发电机定、转子绕组绝缘的介电强度（耐电压）试验按照表 5.10-2 中规定进行，时间为 1min。此项试验不得在机组并网后补做。

表 5.10-2 发电机定、转子绕组绝缘的介电强度试验

序号	被测部件名称	试验电压标准 (kV)	试验种类
1	定子绕组（连接引出线及瓷套端子后）	直流耐压 $3U_N$ ，交流耐压 75% 出厂试验值	JJ
2	转子绕组	$10U_{IN} \times 75\%$ 或用 2500V 绝缘电阻表代替	
3	定子绕组	$1.5U_N$	DX
4	定子绕组	$U_N$	大、小修后投入运行前

定子绕组绝缘介电强度试验必须具备下列条件：

- (1) 定子绕组与引线的连接处绝缘包扎完毕并烘干固化。  
(2) 定子绕组内冷水路与外部水系统接通，水质经化验确认合格，内冷水可正常循环。  
(3) 定子绕组的各相绝缘电阻值（相间及对地）均不低于 1000MΩ（用 2500V 水内冷发电机定子绝缘测试仪分相试验 1min 时数值）。  
(4) 当任何一相的绝缘电阻值因受潮而低于上述要求时，应对其进行干燥处理。可用加热的内冷水通入定子绕组水路进行循环，水温控制在 70～80℃ 范围内。

转子绕组（及引线装置）对地绝缘介电强度试验，根据用户与制造厂（或制造厂代表）协商确定是否进行。在进行试验前，应测量其绝缘电阻值。如果转子绕组绝缘电阻值低于合格证之值的一半时，应对其进行干燥处理。

2 小修项目

小修原则上不拆端盖，不抽转子，但对空冷发电机可以拆卸端盖。小修检查项目大致如下：

- (1) 清除可触及部分的粉尘、油污。
- (2) 清理定子绕组冷却水系统的过滤器,并对定子绕组进行反冲洗。
- (3) 清理密封油过滤器,清理氢气干燥器。
- (4) 调换电刷极性。
- (5) 检查可触及的把合螺钉、定位销等的紧固性。
- (6) 检测定子绕组各相直流电阻。
- (7) 检测各相绕组、定子汇流管、热电偶检温计、轴承等对地绝缘电阻。
- (8) 检测转子绕组冷态直流电阻、静态交流阻抗及对地绝缘电阻。

### 3 大修项目

大修除完成全部上述小修项目外,还有:

- (1) 检查励磁机、主励磁机、发电机与汽轮机的转轴中心线位置,如有变化,必须重新找正。
- (2) 清理端盖、风扇罩、轴瓦、密封瓦、定子出线罩及定子引出线套管。
- (3) 检查定子绕组、连接线、过渡引线的固定情况。
- (4) 检查定子铁芯边端、齿压板有无松动。
- (5) 检查定子绕组手包绝缘情况。
- (6) 检查定子槽楔楔紧情况。
- (7) 如发现定子绝缘引水管有磨损、电弧烧伤、漏水等情况应及时更换。
- (8) 进行定子绕组内部水系统的密封性和流通性试验。
- (9) 清理转子本体、护环、中心环、风扇叶片、风扇环、联轴器、集电环,检查平衡块的紧固情况。
- (10) 检查转子本体、护环、风扇叶片的表面情况,如有机械损伤、电烧蚀,或有细微裂纹应及时处理,有条件时应进行护环及中心孔的探伤。
- (11) 清理转子通风孔,做通风检查,若所得数据与安装前的实测值有明显差别时,应找出原因并及时处理。
- (12) 对定、转子绕组进行预防性电气试验。
- (13) 清理氢冷却器并做水压试验。
- (14) 检查轴瓦钨金有无划伤、龟裂、脱层等现象。
- (15) 检查密封瓦尺寸和密封座与轴颈之间的间隙。
- (16) 检查挡油盖与转轴之间的间隙。
- (17) 测量励磁机端密封座的对地绝缘电阻及励磁机端挡油盖的对地绝缘电阻。
- (18) 总装完成后,进行发电机的整体气密试验。
- (19) 与发电机本体大修的同时,应进行励磁系统、氢、油、水辅助系统的大修,其检查项目应按说明书进行。

## 4 发电机维护

### 4.1 充氢和排氢置换

- (1) 必须使用惰性气体间接置换,严禁使用真空充、排氢法。
- (2) 充氢顺序为先用惰性气体驱赶机内空气,再用氢气驱赶机内的惰性气体,最后升高氢压。
- (3) 排氢顺序与充氢顺序相反。
- (4) 发电机充氢和排氢的技术操作步骤见氢气控制系统产品说明书。在充氢和排氢过程中应使被驱赶气体(空气除外)维持一定的压力。

### 4.2 轴承和油密封装置的维护

- (1) 发电机轴承润滑油回油温度、润滑油油压及流量,

由装在进油管路上的节流孔板和改变进油温度来控制 and 调整。

- (2) 发电机油密封装置的密封油流量及回油温度由外部密封油控制系统调节控制。

(3) 在机组运行过程中,为避免轴电流损伤轴颈表面、轴瓦及密封瓦内表面,必须保证对轴承及油密封装置的绝缘进行严格的维护。发电机轴承及油密封装置所使用的全部绝缘零件(如垫板、垫圈、套管等)应注意不得脏污。如有脏污需用挥发性溶剂清理或擦净。

- (4) 不允许被绝缘的轴承和油密封装置通过任何金属物或其他导体接地。

(5) 每周至少测量一次转子端头之间以及轴承与大地之间的电位差,以评价轴承绝缘状况。通过引出端子定期检测励磁机端轴承座及轴承止动销、轴承顶块、间隔环的对地绝缘,并将测量结果记录存档。

- (6) 在确保轴承、油密封装置达到规定绝缘水平的同时,要对转子接地装置进行定期检查和维修。

### 4.3 励磁回路绝缘电阻的检测与维护

当励磁回路的绝缘电阻值下降时,必须采取措施使其恢复到允许值以上。

励磁回路的绝缘电阻值低于  $0.5\text{M}\Omega$  时的发电机运行,须经发电厂总工程师批准才允许。若绝缘电阻值持续降至  $15\text{k}\Omega$  时,必须在 1h 内将备用励磁切换投入,并检查确定绝缘电阻降低的部位,同时应对集电环电刷装置进行清理和干燥。如果投入备用励磁之后绝缘电阻值不见回升,且清理干燥措施均无效果,应尽快停机检修,最迟不得超过 7 天。

在励磁回路绝缘电阻降低状况下发电机的运行,每班应至少 6 次检测绝缘电阻值。如绝缘电阻值继续降至  $10\text{k}\Omega$  须报警,降至  $4\text{k}\Omega$  立刻停机。

### 4.4 集电环和电刷的维护

对集电环和电刷的监视、维护并及时处理其发生的故障和损伤,是保证发电机长期稳定运行的重要工作之一,每日、每周和停机期间均须安排检查维护工作。

#### 4.4.1 日检查

工作班组每日的应对电刷做直观的检查,观察是否有火花及火花的大小,集电环和电刷装置的温升及噪声情况等。如发现电刷火花、过多的炭粉或电刷振动,应按周检查要求进行维修。停机时,应检查构成滑动接触的各部件的工作是否正常,氧化膜是否过厚或过薄、是否均匀并有光泽,集电环的表面状态是否良好,通风沟是否堵塞,电刷接触面是否光亮或有划痕、灼痕,电刷体在刷盒内上下滑动是否灵活,弹簧压力是否均匀,其压力值的大小是否符合技术要求等。

#### 4.4.2 周检查

每周对电刷做一次全面的检查,通常这些操作是在发电机运行时进行的,要注意安全,检查项目如下:

- (1) 电刷的活动情况。用提刷的方法检查鉴定电刷在刷盒内上下活动是否自由,有无卡刷和电刷焊附在刷盒壁的现象。因电刷与刷盒配合的间隙太小会产生卡刷现象。电刷受力不合理时,会产生电刷焊附现象,当电刷在工作时上下微动,电刷与刷壁之间的接触电阻逐渐降低达到一定程度时,由于热和电的作用,电刷就黏附在刷盒上而失去了上下活动的的能力。

当发生有卡刷和电刷焊附现象时,应立即研磨电刷和清理刷盒内壁,使电刷恢复上下自由活动的的能力。

- (2) 弹簧压力状况。恒压弹簧推荐的压力值是  $12\sim 15\text{N}$







续表

序号	故障特征	可能原因	处理方法
2	转子轴颈工作面被研磨或划伤	油中有机械杂质，油管未经彻底清洗	清除油中杂质，加强过滤，清理和冲洗油管，砂光或重车被划伤的轴颈，必要时重配新轴瓦
3	轴承漏油	油量过大或油压过高	采取节流措施，减少流量至正常值或限制油压
		外挡油盖与轴间隙过大	更换挡油盖上的梳齿，使其间隙恢复正常
		轴承部件结合面不严密	用手工研刮或机械加工将结合面修整
		密封垫损坏	更换新密封垫
4	机内发现水或内冷水中含氢	连接法兰螺栓松动，密封结合面接触不良	拧紧螺栓，并用止动垫片锁紧
		绝缘引水管损坏或其两端管夹把合不紧	更换绝缘引水管，将管夹螺栓把紧，绝缘层重包
		线棒与水接头钎焊处渗漏或空心线损坏	重焊水接头，补焊损坏的空心线或更换线棒
		氢气冷却器漏水	见本表序号 7，注意保持氢压高于水压
5	气隙风区隔板损坏	橡胶材料过早老化或被异物碰撞	更新
6	机内氢气湿度增大	制氢站的氢气不合格	补氢前将氢气进行干燥
		密封油中含水量过大	净化密封油
		氢气冷却器漏水	见本表序号 7
		定子绕组水路渗漏，且水压高于氢压	找出并消除漏点（见本表序号 4），保持氢压高于水压
		氢气干燥器失效	更换有效的干燥装置
	氢气冷却器密封破损	密封紧固螺栓松动，密封垫老化失效	拧紧螺栓，更换密封垫
		管头胀接不良	重新补胀管
		铜管渗水	用铜堵头将漏管两端封堵，每组冷却器允许封堵的管数为 3 根
8	氢气冷却器出风温度过高	冷却水流量小	增大冷却水流量
		外部管道或冷却水管堵塞	冲洗清理管道及冷却水管
		冷却水进水温度过高	调节进水温度到规定值
		存在气堵现象	排气
9	转子护环表面有过热痕迹和灼伤以及有裂纹	发电机在非允许方式下运行	按照规定拆下护环，将灼伤部位清理干净后用放大镜、着色探伤及超声波探伤法确定有无缺陷，将发现的缺陷打磨消除后再进行一次检查并通知制造厂，必要时进行强度计算，再按照规定套装护环
10	励磁回路绝缘电阻值过低	绝缘受潮或脏污，杂物落入转子	利用热空气或电流加热对绝缘进行烘干处理，特别是引线接触处和导电螺钉处绝缘应特别进行清理和干燥
		有接地点	测出并消除接地点，必要时拆下护环，退出槽楔
11	定子槽楔和端部紧固件等松动	运行中各种应力和振动作用	重配槽楔，加固所有紧固件，并装好止动件
		槽楔材质不合格	更换全部槽楔
12	瓷套端子漏氢	上、下密封垫压力不够	用专用扳手将导电杆下部的螺母拧紧
		铸铜法兰把合处密封圈压力不够	将全部把合螺栓按中心对称法逐对把紧，或更换密封圈
13	定子铁芯定位螺杆及穿心螺杆松动	扇形片绝缘膜热缩	将螺杆逐个尽力拧紧并锁固
14	轴瓦研损或烧坏	润滑油有机械杂质	将润滑油进行过滤清除杂质，用手工方法将轴承合金修刮好，或用备品瓦更换
		瓦温过高引起变形	控制进油温度，复检瓦与轴的间隙值是否在正常范围内，修复方法同上
		断油	提高润滑油系统的可靠性，轴瓦烧损严重者应重浇轴承合金并重新加工成型或更换轴瓦（用备品轴瓦）

5.3 检修技术规则

(1) 只有在确认机组无残余氢气之后以及机组空气压力为零（表压）的情况下，才允许拆卸发电机氢、油、水管路，人孔盖板，外端盖，冷却器，观察孔板及测温端子板等密封部件。

封护被拆开的所有氢、油、水管路的接口，须防止灰尘杂物等落入其中。

在检修过程中，检修人员带入机组的工具、仪器及有关

材料等，必须严格执行“注册登记”制度。检修结束时应逐项进行“注销”。此项措施由使用单位负责。

检修期间被拆开的发电机所有零部件，应采取防护措施。

(2) 拆、装转子热套部件的技术要求。在检修转子过程中，若需将护环、风扇座环及集电环和联轴器等热套部件拆下及重新装上时，则要采用加热拆装工艺方法。各种热套部件需加热的温度见表 5.10-4。

表 5.10-4 拆装转子热套部件的加热温度

序号	被加热部件名称	加热温度 (℃)	
		套装时	拆卸时
1	转子护环（与转子本体配合）	250~270	260~280
2	转子护环（与中心环配合）	250~270	260~280
3	风扇座环（与转轴配合）	200	200
4	汽轮机端联轴器（与转轴配合）	280~300	280~300
5	励磁机端联轴器（与转轴配合）	220~240	230~250
6	集电环（与集电环下绝缘套筒）	120~150	150
7	集电环下绝缘套筒（与转轴配合）	80	80
8	集电环处风扇（与转轴配合）	250~300	260~310

对于护环、联轴器，最好采用感应法进行加热，以保证其均匀升温。若不具备感应加热的条件，可采用氧—乙炔焰加热。但加热时应注意使被加热部件均匀受热，特别注意避免造成局部过热导致部件烧坏。风扇座环采用氧—乙炔焰加热。被加热部件温度需用热电偶测温计测量。

拆装护环时，必须使用随第一台机组成套供给的专用工具，使用方法见随机图样。

5.4 定子绕组水路找漏点的方法及要求

5.4.1 卤素检漏法

按 JB/T 6228—2005《汽轮发电机绕组内部水系统检验方法及评定》进行。

5.4.2 耐水压试验

- (1) 用清洁干燥的抹布将定子绕组端部，绝缘引水管、汇流管、引线等擦净，清除出线罩下部内表面及绕组端部下部机座环表面上的油水混合物，然后在其上铺上白纸。
- (2) 将合格的冷凝水通入定子，放出顶部气体后缓慢升压至 0.6MPa（表压），稳定后保持 24h，在 12h 内当温度不变时其压力不得降低 2% 以上。
- (3) 试验过程中，观察定子端部接头、绝缘引水管、汇流管、过渡引线及排污管等处，是否有渗漏或潮湿现象，观察绝缘引水管有无变形现象，密切注意定子底部所铺的白纸上是否有水滴和湿痕。

5.4.3 施加周期性热负载法

当用密封性试验未能找到漏点时，应用此方法。又称为模拟运行法或冷热水交替法。

将定子绕组水路通入压力为 0.6MPa（表压）的合格凝结水进行循环。在此状态下将水温提高到 75~85℃ 并维持 1h，然后再将水温降低至周围环境温度并维持 1h。如此重复 2~3 次。其水温升高和降低的速度为 20℃/h。在此过程中，每次将水温降至环境温度后，检查定子端部接头、绝缘引水管、汇流管、机组引线、过渡引出线及排污管等处有无渗漏点。

5.4.4 气体检漏法

按 JB/T 6228—2005 进行。

如果做完上述试验后未能找出渗漏点，应通知制造厂，由双方共同协商以确定状态。

5.5 定子绕组水路的冲洗和反冲洗

按内冷水控制系统产品说明书进行。

（沈梁伟）

## 第 11 章 网机关系及协调

随着高压大电网与大机组的不断发展,大电网与大机组之间相互影响,有时保护机组与保护电网客观上是相互矛盾的因素,网机之间关系日趋复杂。从电网角度要求机组有能力尽量适应电网各种非正常运行的需要,事实上为使机组设计得经济合理,从机组角度出发要求电网加装保护措施以减少电网扰动对机组的影响,这样互提要求就形成了如何协调网机关系的问题。大电网、大电机、汽轮机、继电保护等分属不同的学科,制造和使用又分属不同的部门,这种跨学科、跨部门的结合就成为研究网机关系及其协调的前提。

### 1 非正常运行工况设计和应用导则

发电机的非正常运行是指电网扰动使发电机的电磁转矩突变,以致发电机输出转矩与汽轮发电机输入转矩之间失去平衡,使机组整个轴系发生扭转振荡并产生动态响应。汽门快关、突然短路、误同期合闸、断路器重合闸等都属于非正常运行工况,非正常工况并不总是单一出现的,往往故障会综合发展,造成事故的并发,例如单相接地会发展成三相接地,在事故扩大过程中将引起连续冲击,产生叠加振荡,增加转轴的寿命损失。

IEC 60034-3:1988《透平型同步电机技术要求》规定用外部方法将短路时相电流限制到不超过三相突然短路所产生的最大相电流值,则发电机在额定负载和 1.05 倍额定电压下运行时,应能承受出线端任何形式的突然短路而不发生导致立即停机的有害变形,这就是发电机机械设计的依据。事实上发电机内部短路、近端故障切除、误同期等引起的电流和力矩均要大于上述这个依据,因此一旦发生这些事故就要靠继电保护减轻事故的危害程度,继电保护的设计整定要求制定一个非正常运行导则。国际大电网会议(CIGRE)综合各国经验进行了大量的调查研究、理论分析和试验研究工作,在 1980 年提出了《同步发电机异常运行导则草案》。我国根据 CIGRE 的导则提出了汽轮发电机非正常运行的若干规定,认真执行这些规定肯定会减少对发电机和电网的损害。

#### 1.1 失磁异步运行

试验表明当有如下条件时发电机可以短时异步运行:

- (1) 电网有足够的无功去维持合理的电压水平 ( $0.95U_N$ )。
- (2) 机组能自动迅速减少负荷(锅炉和汽轮机的旁路要足够大)。
- (3) 连接到发电机出口的厂用变压器供电的辅机可自动切换到另一个电源。

间接冷却发电机,在定子额定电压下可带 0.6 倍的额定功率,此时定子电流不超过 1.0~1.1 倍额定值,失磁异步运行时间不超过 20min;600MW 及以下的直接冷却发电机失磁后应在 60s 内将负荷降至 60%,90s 内降至 40%,总的失磁时间不超过 15min。失磁运行的限制不是转子过热也不是转子绕组感应电压而是过度的电压下降。

#### 1.2 失步运行

失步是指由某种扰动引起发电机失去同步但仍保持全部或部分励磁的运行方式。这种运行方式对发电机和系统都非常不利,首先会在轴上产生很高的应力,其次会牵涉网内多台发电机的电压和电流产生过度的振荡。如果外部电抗器足够限制发电机电流和转矩,使之低于三相出口短路或线间短路的 0.6~0.7 倍,转差小于 1.5%,允许机组失步运行至少 5~20 个振荡周期。对于 600MW 以上的发电机由供需双方另行商定。当失步振荡中心在发电机—变压器组内部时,应当立即解列发电机。

#### 1.3 断水运行

水内冷发电机允许的断水运行持续时间为 30s,在此时间内若备用水泵不能恢复供水,就必须跳闸。

#### 1.4 误并列

发电机在保证的寿命期内应能承受  $180^\circ$  误并列 5 次或  $120^\circ$  误并列 2 次。

#### 1.5 定子过电流

额定容量在 1200MVA 及以下的发电机应能承受 1.5 倍额定定子电流的过电流,历时 30s 而无损伤。过电流允许时间与过电流倍数计算式为

$$(I^2 - 1)t = 37.5s \quad (5.11-1)$$

式中:  $I$  为定子过电流标么值;  $t$  为持续时间,  $t$  取 10~60s。

发电机每年允许过电流次数不超过 2 次。

#### 1.6 转子过电压

发电机应配备励磁过电压限制器。转子绕组短时过电压能力见表 5.11-1。

表 5.11-1 转子绕组短时过电压能力

励磁电压/额定电压 (%)	208	146	125	112
时间 (s)	10	30	60	120

#### 1.7 频率异常

频率异常属于应避免又不可能完全排除的非正常运行状态。限制发电机在频率异常时运行因素主要是汽轮机叶片谐振。发电机频率异常时的运行能力应符合表 5.11-2 中的规定。

表 5.11-2 汽轮发电机频率异常允许运行时间

频率 $f$ (Hz)	允许运行时间	
	累计 (min)	每次 (s)
$51.0 < f \leq 51.5$	>30	>30
$50.5 < f \leq 51.0$	>180	>180



续表

频率 $f$ (Hz)	允许运行时间	
	累计 (min)	每次 (s)
$48.5 \leq f \leq 50.5$	连续运行	
$48.0 \leq f < 48.5$	>300	>300
$47.5 \leq f < 48.0$	>60	>60
$47.0 \leq f < 47.5$	>10	>20
$46.5 \leq f < 47.0$	>2	>5

2 系统扰动后检查

对于容量较小的间接冷却发电机，通常都能承受额定电压、额定有功、额定功率因数下的突然短路。

一般在经受较大系统扰动后的 200MW 及以下的间接冷却发电机不必强迫进行发电机检查，但是如果系统保护失灵，特别是扰动伴随着较大的负序电流，或长时间的失步运行等，则还是需要检查发电机的。

现代大型直接冷却发电机出厂时不能在制造厂内进行全电压突然短路试验，且系统扰动可能比 IEC 标准规定还要严重，因此在严重扰动后，应当对大型发电机进行检查。所谓“严重扰动”有：

(1) 发电机出口也包括升压变压器高压侧三相或两相突然短路。

(2) 发电机内部突然短路或靠近发电机—变压器组附近的突然短路。

(3) 120°或 180°误同步。

(4) 高转差的异步运行和超过限度的失步运行。

(5) 超过限值的负序电流运行。

(6) 汽轮机引起的转速异常上升。

必须检查的主要部件：定子端部绕组固定和支撑，定、转子局部过热部件和可能松动的部件，发电机—汽轮机—励磁机之间的联轴器。特别是长时间带不平衡负荷或超速后建议应抽出发电机转子，检查转子情况。应根据特定异常运行情况将外观检查与某些试验和测量相结合，例如定子绕组分

表 5.11-4 扭振引起的汽轮发电机损坏危险率

类别	事故与扰动典型		A 扰动次数	B 潜在损坏危险率最坏 状况下发电机应力			C 最大应力 概率	最大应力参数	ABC 总损坏危险率
				轴疲劳 $c$ (%)	联轴器	定子绕组			
1 类 单激励	机组端 子短路	高压侧	不频繁	<0.1	低	中	高	扳闸瞬间	中
		低压侧	不频繁	<1	中	高	高		中
	甩负荷、电路扳闸		频繁	<0.05	低	低	中	系统状况，相 角，转差	低
	误同步		不频繁	<20	很高	很高	中		中
2 类 双激励	事故排除	二相事故	中	<0.1	中	中	低	事故距离，扳闸 瞬间负荷，电网状 况，汽轮机控制	低
		三相事故	不频率	<10	高	中	低		低
3 类多 激励	高速重合闸	一相对地事故	很频繁	<0.1	低	低	低		低
		二相事故	中	<10	高	中	很低		低
		三相事故	不频繁	高达 100	很高	中	很低		②
	三相事故后滑极		很少	<20	高	中	中		低
4 类共 振激励	SSR	有保护措施	很少	<1	低/中	低	高	脉动振幅共振接 近度阻尼	低
		无保护措施	频繁①	高达 100	很高	中	高		很高
	轴频率与电 扭矩脉动分 量发生共振	近似共振	不频繁	<0.05	很低	很低	低		低
		完全共振	频繁	高达 100	高		中		高

① 如果 SSR 激励有可能。


② 由于最大应力的概率很低并且不常发生，总损坏危险率很低。然而，由于潜在危险率很高，必须避免这类扰动。

相交流耐压试验  $(1.0 \sim 1.3)U_N$  和分相直流泄漏电流测量，有时要测量定子绕组端部机械频率响应特性并与原有数据对比。如用透光法发现定子端部支撑元件间有间隙，就要及时处理。

总之，严重异常运行后要有真正有效的检查，以免留有后患。

计算举例：故障下的机组转矩见表 5.11-3。

表 5.11-3 故障下的机组转矩

							
故障类型	气隙电 磁转矩 $T$ (N·m)	机 械 转 矩				相对值 (对 $T_1$ )	
		$T_4$ (N·m)	$T_3$ (N·m)	$T_2$ (N·m)	$T_1$ (N·m)		
满载下端头 三相短路	4.91	0.70	1.61	2.63	2.77	1.00	
误 同 步	$\delta=120^\circ$	6.45	0.67	1.73	4.05	5.06	1.83
	$\delta=180^\circ$	4.95	0.53	1.40	2.80	3.46	1.25
	$\delta=240^\circ$	5.30	0.45	1.20	3.05	3.45	1.25
故障后 电压恢复	3.12	0.75	1.90	3.72	4.06	1.46	

注 G—发电机；L—汽轮机低压转子；I—汽轮机中压转子；H—汽轮机高压转子。

3 协调网机关系

国内外的理论研究和运行实践表明，大电网与大机组的相互影响与协调会直接影响电网和发电机组的安全稳定运行。系统扰动或发电机本身突发故障时，使发电机进入非正常状态，如果处理不当，不仅可能导致发电机的损坏，还可能使电网失去稳定，甚至造成电网崩溃的特大事故。

要协调网机关系必须对各种非正常运行方式的危险程度有所认识。实际危险程度由下列因素组成：

(1) 故障发生概率即故障的频繁程度，若故障越频繁，则对轴的疲劳积累就越大。

(2) 故障引起的最大应力概率。

(3) 最大应力的潜在损坏危险。

扭振引起的汽轮发电机损坏危险率如表 5.11-4 所示。

由表 5.11-4 可见,例如三相重合闸出现概率很低,但一旦出现一次就可造成 100% 的轴疲劳寿命损失,因此仍应避免这种运行方式。

表 5.11-4 是建立在研究各种电网扰动在汽轮发电机组轴系各段所产生的扭转应力基础上提出的要求。进行计算还必须掌握轴材料的疲劳寿命特性。为验证计算的精确度,美国、西欧各国都在相当数量的发电设备上装设扭振监测装置实测疲劳寿命损失数据。

根据表 5.11-4,协调网机关系的基本结果如下:

(1) 预防次同步振荡 (SSR) 损坏大机组。自 1970 年美国 MOHAVE 电站 790MW 发电机组两次因 SSR 引发大轴断裂事故后,各国对采取措施预防 SSR 很重视,主要措施是用滤波器消除电网中谐波频率分量,在发电机出口端加装保护装置,以增加 L-C 振荡回路的阻尼即 SSR 抑制装置。

如保护措施落实,产生 SSR 的可能性很小,即使有也不危险。

(2) 预防发生超同步共振。超同步共振是电网三相不平衡 (负序) 激振频率与汽轮机叶片—叶轮系统固有振动频率共振产生的,因此减少负序和避开扭振频率是必须考虑的。

(3) 禁止使用三相快速重合闸。

(4) 允许使用快速单相重合闸。单相快速重合闸每次造成的轴的疲劳寿命损失很小,因此单相快速重合闸是维持电力系统稳定运行的可靠措施。

(5) 对误同步并网次数加以限制。

(6) 根据电网对无功的需要应对发电机吸收无功的能力提出要求。

(7) 根据电网峰谷差提出对发电机调峰运行的要求。

(沈梁伟)

## 第12章 发电机故障诊断

随着电子信息的飞速发展,从20世纪80年代初开始,各种各样的在线监测装置在汽轮发电机上得到了推广和应用。以往,我国发电设备长期以来实施“计划维修”,缺乏针对性,容易造成设备的“过度维修”,现在,先进的工业发展国家都转至状态维修,也就是“需修时修”。离线和在线监测是状态维修、预知维修的重要基础。状态维修的另一重要结果是要及时对设备改造(包括绕组重绕)作出决策。

发电机是电力工业的主力设备之一,发电机运行中因各种故障酿成非计划停运,其造成的停电损失和抢修费用代价巨大。大型汽轮发电机电磁负荷大,重要部件如定、转子绕组,定子铁芯的修理耗时甚多。故障诊断的目的是正确找出事故原因,找出解决问题的措施,避免同类事故的反复发生;同时从运行实践中反馈的信息是设计改进的可靠依据,是提高技术水平的宝贵财富。

### 1 在线监测的配置原则

在线监测的作用是对渐变过程进行监视,以对某种设计的发电机状态进行科学预知。它不能代替突发事故时的各种瞬时记录仪。大型汽轮发电机的可靠性在出厂时已有判断,运行单位只要严格按规程运行,可靠性就有保障,过多的在线监测不仅增加了投资也加重了对运行的负担。什么机组在什么时候需要装何种在线监测装置应由发电机制造厂推荐并与运行单位磋商后决定,首先所选的在线监测装置必须质量过关,不允许产生误报和漏报。

### 2 在线监测装置

在线监测装置有直读型和解读型两类。

#### 2.1 直读型在线监测装置

当前国内广泛使用的直读型在线监测装置有:氢气纯度分析仪(HPA)、定子冷却水电导率仪(SCW)、氢气泄漏监测器(HLM)、氢气露点仪(HDM)等。这类在线监测装置获得的数据或趋势曲线可直接读到,无需专家解读,与发电机电参数(有功、无功、电压、电流等)、某些非电量(温度、压力、流量、轴振等)在线监测十分相似。这类直读型装置可信度较高,很少有漏报、误报。对水氢氧冷发电机几乎每台都需装设。

HPA:是一套自动测量氢气中其他气体含量的设备,有防爆要求,当氢气纯度小于95%时可越限报警和自动补、排氢气,也可预警氢侧密封油超量、密封油过热等异常情况。

SCW:通过测量定了冷却水的电导率以防止定了空心铜线积垢堵塞,保持水电导率为设定值,对定了接地、树脂离子器失效、空心导线堵塞、聚四氟管闪烁、水化学不良有预警作用。

HLM:用于在指定的可能泄漏位置进行检测,并以声、光、电形式给出预警,以避免氢爆发生。漏氢检测仪可测量多点,将其中一点接入定子密封水箱,当漏氢量超过规定值

时,自动开启排气阀,并通过气体流量表记录排气量。由于发电机机内氢压高于定子水压,因此当定子内部水系统回路组件有问题时(如空心导线裂纹、水接头漏水等),HLM就会预警。HLM用于我国很多电站的发电机,及时成功地预报了定子漏水故障,从而避免了故障的发展,显示了简易可靠、不可替代的作用。

HDM:用于测量机内氢气湿度并以露点表示,可以防止转子护环的应力腐蚀,冷却器漏水、氢气干燥器失效等故障。

#### 2.2 解读型在线监测装置

国内正在使用的解读型在线监测装置有:定子端部绕组振动监测器(SEVM)、转子匝间短路监测器(RSTD)、转轴扭振监测仪(STOM)、发电机工况监测器(GCM)、无线电频率监测仪或局部放电仪(RFM或PDM)等。这类在线监测装置比较复杂且预示面广而重要,其测试结果,特别是根据监测结果做决策时更需要专家解读。这些装置在国外不是每台发电机都装,而是根据需要而选用。

SEVM:利用光导(高电位点)和加速度计(低电位点)监测定子端部绕组的振幅。它可以预示定子端部结构件松动、定子线棒磨损、相引线断裂等问题。在以下三种情况下会考虑安装SEVM:离线检查发现定子端部绕组有松动迹象;首台新设计、新工艺、新结构的发电机;定子端部绕组模态试验不合格的产品。

RSTD:可预示由转子匝间短路引起的转子振动,转子接地,由转子匝间短路造成的护环烧损等故障。一般RSTD的灵敏度很高,有轻微的匝间短路就能查到。

STOM:有扭振测量、扭振保护、扭振应力分析三种主要功能,可预报的故障类型有轴疲劳积累、次同步振荡等故障。STOM除用于大型核电机组外,还装设在特大型火电机组上,主要以科研为目的。

GCM:主要预示定子铁芯过热、定、转子绝缘过热等故障。对发电机来说过热是极为严重的故障,因此GCM的重要性显而易见。虽然国产的GCM几经改型,安装数量超过了数百台,但解读能力较差,如遇报警,气体要送至北京气体分析技术有限公司进行分析,而且过热点也很难确定。另外,GCM必须解决抗油雾问题,否则切除率较高。

RFM或PDM:RFM用变压器接在中性点的可测0kHz~30MHz(俗称窄带)主要是预示电连接断裂拉弧。PDM中又分用电容器接在高压出线端的称为RFCC2,用电容器接在分相封闭母线上的称为RFCC3,在出线端定子槽内装天线的称为SSC。PDM可预测的故障有定子主绝缘故障、定子其他绝缘故障、电晕放电、端部手包绝缘放电、电连接断裂、绝缘老化、定子端部绕组表面放电等。SSC除可预测上述故障外,还可以预测定子槽楔松动及端部绕组松动等故障。国产RFM和PDM的安装数量也超过数百台,主要问题是排除电气干扰的措施不够得力,解读较困难,局放量与绝缘故障关系还没搞清楚,因此远没有达到可推广应用的程度。



总之，直读型在线监测装置比较成熟，实际应用效果也较好可作为标准配置，某些解读型在线监测装置质量尚待提高，在质量未过关之前没有必要急于采用。

3 故障诊断

故障诊断是指从运行中总结经验，分析故障原因找出对策并推广实施，以避免同类故障重复发生。这是提高可靠性的重要环节。

从以往经验看，故障原因属设计制造方面的约占 1/2，属安装和运行的各占 1/4。属设计制造问题的应力争产品出厂前将问题解决在制造厂内。

故障诊断是项很复杂的工作，需要组织有经验的专家到现场进行分析，找出故障特征、故障始发点，根据运行记录、故障记录、故障分类推测故障原因，有时需要现场试验、物理模拟、数值计算等依据。

发电机保护只能避免事故扩大，很难避免事故的发生，发电机容量越大，电磁负荷就越高，一旦定、转子烧损，定子铁芯烧损发生的时间虽很短而需要修复的时间却较长，并且有的在现场很难处理，停机时间长，事故损失较大。

对制造厂，因设计、工艺问题而引起的群发性重大事故应采取类似“汽车召回制”之类的应急措施，通知相关用户分期分批作好停机待修的准备，使损失控制到最小限度。历史上，TQC 系列空内冷转子绕组变形堵塞，QFN-100-2 机液压定子线棒因形状差引起的线棒振动磨损，转子绕组因侧面铣槽引起的过热堵塞，国产 200MW 发电机定子绕组短路，QFS 系列转子水内冷引线断裂等都属于这种群发性典型事故。

历年来我国有关部门对发电机事故做了大量的统计工作，有按年份的事故率统计，有按容量档次分类统计，有按制造厂统计，有按发电机事故部位的分类统计，有按事故原因的分类统计。这些资料都从不同角度给出了事故与其相关因素的关系，从故障诊断视角应着力于故障模式（故障分类）分析，即异常现象→可能原因→反事故措施。表 5.12-1 所示为事故统计的一个示例。

3.1 定子故障模式分析

表 5.12-2 所示为定子常见故障分析（主要对水氢氢冷却的发电机）。

表 5.12-1 1993~1995 年 300MW 发电机事故与故障概况					
序号	项 目	故障总数	占事故总数的百分比 (%)	事故与故障的原因	事故次数
1	发电机本体	53	定子 29	(1) 发电机定子内冷水系统问题（断水、堵塞、引水管破裂等） (2) 定子绕组空心导线漏水 (3) 定子绕组端部存有金属异物 (4) 定子绕组端部松动、磨损 (5) 定子绕组绝缘不良	29 4 1 4 2
			转子 6	(6) 转子绕组空心导线及绝缘引水管漏水 (7) 转子绕组严重匝间短路	7 2
			3.4	(8) 其他	5
2	励磁系统	45	32.6	(1) MK 断路器挂闸不好，机械断裂 (2) 励磁调节器元件损坏 (3) 转子集电环环火 (4) 整流柜温度高 (5) 主励磁机振动大、副励磁机定子绝缘烧损 (6) 主、副励磁机不同心 (7) 失磁 (8) 其他	4 8 4 2 2 1 14 10
3	其他设备	40	28.9	因封闭母线、断路器、互感器、电缆、变压器等设备引起的机组停电	40

表 5.12-2		定子常见故障分析		
机理		异常现象	查找可能原因	处理指南
机 械	过热→线棒变形 →短路或烧断拉弧	(1) 定子槽内检温计温差超过 8℃ 或温度超过 90℃ (2) 定子进出水压差增加 (3) 各支路水流量差 20% 以上 (4) 长期运行 pH 值小于 7 (5) 长期水的电导率不合格 (6) 断水保护动作	(1) 有异物堵塞 (2) 是否铜腐蚀堵塞 (3) 气堵（定子引线水流量低） (4) 查定子水泵	(1) 先降负荷 (2) 后反冲洗 (3) 反冲洗不行，则要取出被堵线棒 (4) 若铜腐蚀，就要酸洗
	漏水→短路	定子水箱内含氧量超标	(1) 定子水接头焊接处泄漏 (2) 定子空心导线裂纹 (3) 定子绕组振幅过大，接头振裂 (4) 法兰连接、水接头连接松弛 (5) 波纹管裂纹	(1) 打水压或气密试验找出漏点并补焊 (2) 若与振动大有关，应减振
	绝缘磨损或断线 →短路	(1) 定子绕组振幅超标，导致绝缘磨损 (2) 电接头振断，拉弧烧损	(1) 定子端部绕组椭圆形固有振动频率不合格，引起共振 (2) 绕组固定不好	(1) 做模态试验，采取措施改变频率、降低振幅 (2) 加固

续表

机理		异常现象	查找可能原因	处理指南
机	铁芯松动→噪声大→铁芯短路	(1) 铁芯有异常噪声 (2) 进风温度与噪声大小有关 (3) 端部断齿	(1) 铁芯松动，特别是定子两端铁芯 (2) 某些结构铁芯夹紧环松	(1) 重新压紧铁芯 (2) 做铁芯发热试验消除热点
	机座共振	(1) 机座噪声大 (2) 振动与转速有关	机座共振	(1) 改变机座固有振动频率 (2) 调整压紧定子底脚垫片
电	局部放电→严重烧损	(1) 表面有放电痕迹 (2) 耐压试验时放电严重	(1) 手包绝缘处质量不合格 (2) 定子端部受潮或出厂固化不好 (3) 线棒端部防晕处理有问题 (4) 机内氢气湿度超标	找准原因对症下药
	电蛀虫效应→短路	异物钻透主绝缘	槽部或绕组端部有铁磁物质	加强清洁度

3.1.1 定子内冷水系统堵塞

定子水路堵塞引起的破坏机理是堵塞→线棒过热→出槽口 R 处变形→主绝缘开裂、铜线裂纹→短路烧损。

堵塞有三种不同原因：

(1) 异物堵塞。如定子水路中法兰橡皮垫龟裂、有焊料、过滤网破裂、水接头铜垫圈等这些都是制造或运行过程中误入的。

(2) 由定子铜线氧化积垢而引起的堵塞主要是水质有问题。GB/T 7064—2008《隐极同步发电机技术要求》中有水电导率为 0.5~1.5μS/cm 要求，通过旁路 10% 的水流过离子树脂处理装置来实现。要求 pH(25℃) 为 8.0~9.0，通过加碱装置来实现。如图 5.12-1 所示的 pH 值对氧化铜生成是至关重要的。另外，要求水中含铜量要不大于 20.0mg/L，这三项规定都是防氧化铜积垢的措施。当然能以不锈钢管代铜更好，是比较彻底的解决办法。

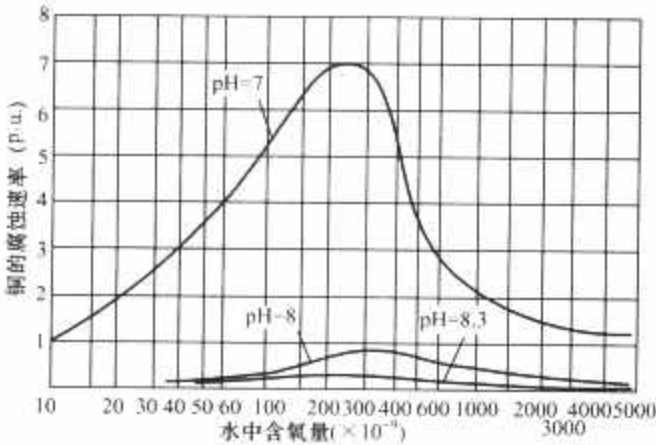


图 5.12-1 铜管的平均腐蚀率

(3) 由气堵发生的过热和烧损事故已在大机组上多次发生，烧坏后，有的甚至需整台定子绕组在工地重绕，修复工期长达数月。

气堵主要特点是新机带满负荷几百小时内在励磁机端最长环形引线最高处烧毁。以 600MW 发电机为例，可将励磁机端外径 45mm、内径 19mm 粗的引线烧掉数百毫米之多，过烧的范围和程度与定子接地保护动作时间长短有关。气堵与定子线棒水路结构有关。以国产优化型 600MW 汽轮发电机为例：该发电机定子为 42 槽，上下层各 42 根线棒，一路从励磁机端汇流管经 84 根定子绝缘引水管分别向定子上、下层定子线棒供水后再流入汽轮机端汇流管从顶部导出；另一路从励磁机端汇流管流经 12 根环形引线后并成 6 路再与主引线、出线瓷套管内导电杆（对于 3 个中性点绝缘子还经过中性点母线板）串联，最后通过 6 根绝缘引水管流入出线盒内的小汇水管，励磁机端小汇水管通过机外的外接管再将水流到汽轮机端汇流管从上面导出，见图 5.12-2。

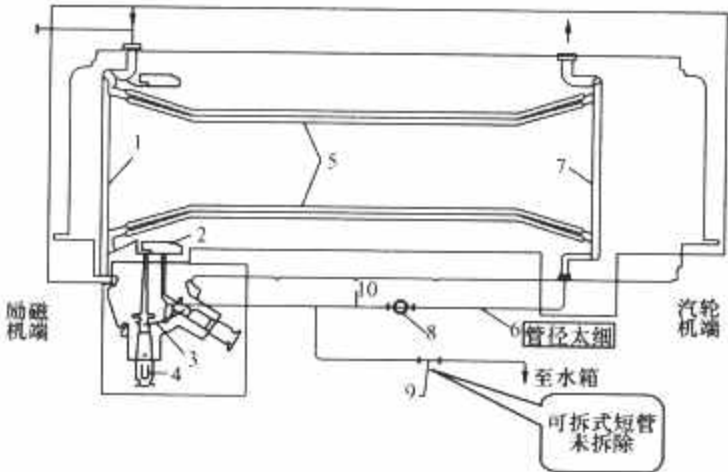


图 5.12-2 国产优化型 600MW 发电机

定子绕组水路示意图

- 1—励磁机端汇流管；2—环形引线；3—小汇流管；  
4—瓷套管内导电杆；5—定子线棒；6—外接管；  
7—汽轮机端汇流管；8—流量计；9—可拆式短管；10—跑风阀

定子线棒、定子引线的进水压头是相同的，电流密度也采取相接近的值，所选流道截面使线棒和引线的温升相接近。虽然长短引线并联，但各环形引线的流量根据实测相差不超过 10%，在允许的范围内，因此，在水路正常时，环形引线的水温不会超过 20K，运行是安全的。

从多次事故分析中发现，气堵是引起环形引线过热的主要原因，发生气堵的原因如下：

图 5.12-2 中可拆式短管未拆除。为将定子线棒、引线 and 绝缘引水管中的剩水放尽并彻底吹干，因此有必要设置一段可拆式短管供定子绕组水路排水和吹干用，机组投运前必须将此段管道拆除，否则它会使出线盒小汇流管流量减少；另一方面停机停泵后会使空气进入，容易在长引线的顶部积聚空气堵塞水路，某电厂 1 台 740MW 发电机因此出了事故。

(1) 外接水管管径必须按原设计配置。有些电厂不了解外接管的作用将 φ45×2.5 (DN40) 外接管接成 φ25×2.5 (DN20) 致使各引线的水流量大为减少影响冷却效果；另一方面流量减少不能将水中的气体带走，更易形成气堵过热烧毁。表 5.12-3 所示为某电厂两种不同外接管管径引线水流量的变化。

修复前(外接管 DN20)线棒出水平均温度比出线出水平均温度低 6.4℃。修复后(外接管改为 DN40)线棒出水平均温度比出线出水平均温度高 3℃。按设计规定，正常时线棒出水平均温度应该比出线出水温度高。

(2) 小汇流管排气困难是造成气堵的另一个原因。某电厂一台 740MW 发电机大修中对定子水系统进行了反冲洗，



总的水流量增加了 5%，但小汇流管这一水路水流量反比大修前减少约 10%。初步分析认为这一水路存在着气堵现象，后将小汇流管出水流量计处管道拆开排气，使流量从 150L/min 提高到 194L/min。因此停机、停泵后初次通水就应十分注意小汇流管的排气问题。

预防引线气堵的主要措施：

- (1) 在外接管上装一个流量计，监视小汇流管流量是否正常。
- (2) 在外接管上装一外跑风阀，在启动时作排空气用。
- (3) 外接管内径要严格按图配置。
- (4) 运行前要将可拆式短管拆除，并检查反冲洗阀是否关闭。

以上原因所造成的堵塞都不是突然发生的而是渐进的过程。因此，一旦发现定子槽内检温计超标并排除了检温计误报的可能性以后，首先采取的措施就是降负荷待适时停机反冲洗或作其他处理。

由水泵或水箱液面波动引起的断水，断水保护装置会按图 5.12-3 中的程序报警或跳闸。

表 5.12-3 用超声波流量计测试出线部流量

引线编号	流 量 (L/min)
小汇流管外接 $\phi 25 \times 2.5$ 管的流量记录 (水压 0.36MPa)	
W1	17.05
W2	20.15
V1	18.81
V2	18.25
U1	17.86
U2	17.18
$\phi 25 \times 2.5$ 管流量	98.6
小汇流管外接 $\phi 45 \times 2.5$ 管的流量记录 (水压 0.31MPa)	
W1	26.58
W2	29.21
V1	28.01
V2	27.42
U1	31.16
U2	28.37
$\phi 45 \times 2.5$ 管流量	189.2

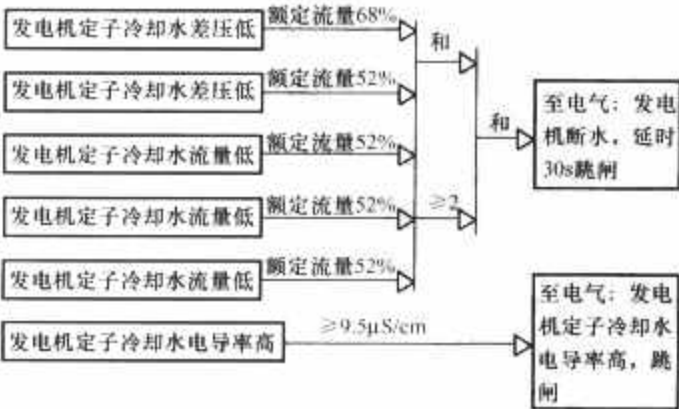


图 5.12-3 发电机断水保护逻辑图

3.1.2 泄漏

泄漏是定子内冷水系统另一种常见的故障。定子线棒泄漏分静态与动态两种。静态泄漏指定子水接头把合密封不严，焊缝质量不好，空心铜线有缺陷，定子绝缘引水管有伤

等引起的泄漏。发电机在进行密封性试验时就可以发现这种静态渗漏而加以修补。动态泄漏指发电机运行后有的甚至运行相当长时间后由于动应力、热应力或水冲蚀而造成的泄漏。200~300MW 发电机定子空心导线单独抽出、水接头焊接面积较小、补焊成功率较高，而 600MW 及以上发电机采用的水接头万一焊缝处漏水就很难补焊，只能更换线棒，工作量很大。

在氢、水冷却发电机中因氢压高于水压，定子水箱中含氢量增加就是漏水的信号，微量泄漏使线棒潮湿发热到一定程度，就会发生线棒对地或相间突然短路。

运行中若定子水箱内含氢量（体积含量）超过 10% 或漏氢量标准状况下大于 5m<sup>3</sup>/d 时应立即停机处理，很多台发电机由此避免了故障的扩大和事故的发生。过去制造厂内用水压试验检查水路的严密性，由于水压试验的灵敏度不够，现已被气密试验代替。另外，制造厂内不通水对定子运输时防止线棒内积水而造成绝缘冻裂也是很有益的。

3.1.3 绕组振幅过大

因结构弱点→定子绕组振幅过大→绝缘磨损或水接头泄漏或电连接疲劳断裂→突然短路。

所谓结构弱点包括定子绕组固定不良，端部绕组固有振动频率不合格等。

定子绕组端部由压板、绑扎、支架、线棒、压环等零件组成，刚度、材质均不相同是一个非匀质系统，要计算其固有振动频率很困难。GB/T 20140—2006《透平型发电机定子绕组端部动态特性和振动试验方法及评定》规定了定子绕组冷态整体椭圆形固有振动频率应避开 94~115Hz，即避开激振频率±10%，由于工艺分散性大，该项已列为检查项目。定子绕组通水（热态 65℃）测得的固有振动频率比冷态（室温）绑扎结构约下降 5~8Hz，压板结构下降 1~2Hz。端部引线的固有振动频率也应避开 94~115Hz，试验采用锤击法进行。在型式试验时在定子绕组端部装振动传感器以测量端部振幅，新机的测试值应不大于 100μm。在线监测时振幅（峰—峰值）不小于 250μm 应报警，减负荷，振幅（峰—峰值）不小于 400μm 应立即停机。

由于定子绕组端部大量绝缘件会受热收缩，而且绕组在寿命期内会受到来自系统扰动的各种冲击，因此大机组的定子端部绕组要有重新紧固的可能性。

在处理定子端部绕组松动问题上，不分析原因盲目加固是无用的；在处理定子端部绕组松动时，对定子铁芯也要仔细检查，必要时首先要解决铁芯松动问题。

3.1.4 常见的定子铁芯故障

常见的定子铁芯故障有片间绝缘损坏、有效铁芯变松、铁芯端部压指偏、绕组两点接地引起定子铁芯损坏等几种。定子铁芯用厚度为 0.3~0.5mm 的扇形硅钢片叠成，每片有漆膜绝缘，冲片叠装在鸽尾筋上，通过鸽尾筋本身彼此连接。如果铁芯硅钢片绝缘损坏，就形成了闭合回路，该电流产生的损耗能达到很大的数值，引起很高的温度，甚至会使铁芯熔化。铁芯松动、叠片振动是冲片绝缘损坏的主要原因。铁芯松动的主要特征是靠通风道硅钢片齿部弹开，使通风道“闭眼睛”，硅钢片由于接触腐蚀引起锈斑，铁芯电磁噪声增加。定子边段铁芯已松动断裂的硅钢片会刺破定子线棒绝缘，引起短路击穿造成事故停机。及时地检查出定子冲片绝缘损坏是提高发电机运行可靠性的主要措施之一。发电机在交接试验、局部或全部更换定子绕组前后及发现定子铁芯有缺陷时应该进行铁损试验，按相关标准规定，定子铁芯损耗发热试验时应该在 1.4T 进行，历时大于 45min。相同



部位铁芯温差不大于 15K，铁芯最大温升不大于 25K 为合格。加热分段加压、端部铁芯阶梯形段黏结、保证通风槽钢质量、减少硅钢片漆膜收缩率、减小冲片毛刺是制造厂提高铁芯装压质量的主要措施。

当发电机出现一点接地时，如果电容电流和持续时间超过一定数值就可能引起定子铁芯烧损，大机组接地电流允许值已减至 1A。定子一点接地要求保护动作自动跳闸，否则发展到两点接地就会烧损定子铁芯。

3.1.5 局部放电

大机组定子额定电压高，定子端部电场形状复杂，容易产生局部放电，局部放电发展结果使绝缘碳化逐步导致短路击穿事故。

手包绝缘不良，手包绝缘与模压主绝缘搭接处脱节，加之机内氢气湿度大或适形垫条固化不好就易引起局部放电。另外，线棒端部防晕处理不好，电场过分集中，整机起晕电压低也易从电晕放电发展成局部放电。控制和测试手包绝缘直流泄漏电流，20kV 相间不大于 8mA，非相间不大于 12mA，以确保手包绝缘质量。

DL/T 651-1998《氢冷发电机氢气湿度的技术要求》规定氢冷发电机在运行氢压下的氢气允许湿度露点应为  $-25^{\circ}\text{C} \leq t_d \leq 0^{\circ}\text{C}$ ，补氢用的新鲜氢气常压下的允许湿度露点  $t_d \leq -25^{\circ}\text{C}$ ，要做到这一点对定子绕组水内冷发电机应在定子水箱内装设加温装置，停机时继续保持定子冷却水循环，必要时可配置有单独循环风机的氢气干燥器，以在发电机停机时仍能运行。机内氢气湿度与密封油中含水量有关，密封油中含水量的合格标准是不产生游离水。见图 5.12-4，油中含水量是油温和氢气湿度的函数，定子单个线棒应在 1.5 倍额定线电压下不起晕，在 1.0 倍额定线电压下定子绕组端部应无明显的金黄色亮点和连续晕带，也是避免端部局部放电的有效措施。

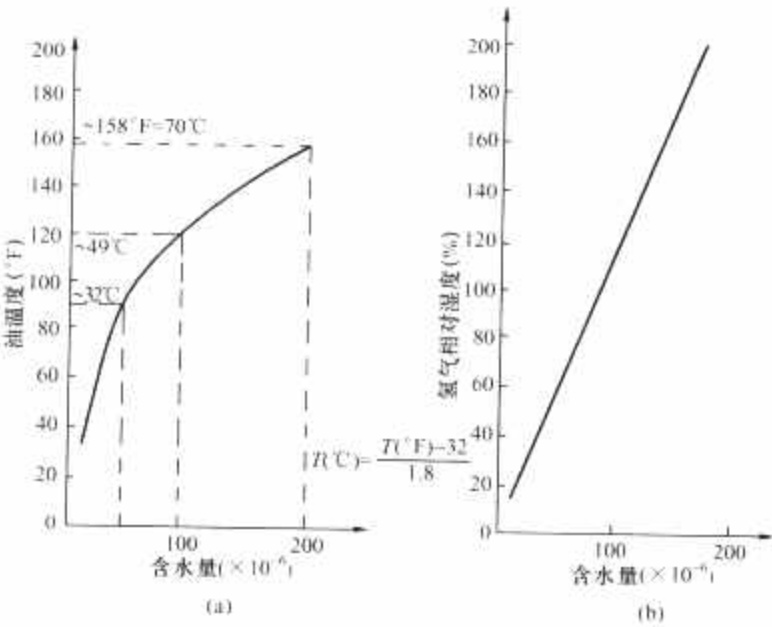


图 5.12-4 不产生游离水时油中含水量  
(a) 与油温的函数曲线；(b) 与氢气湿度的函数曲线

3.1.6 金属异物引起故障

金属异物引起故障的特征是：异物一般在定子两侧端部渐开线处且多在两侧顶部 12 点钟和下部 6 点钟位置附近；金属异物引起的故障有突发性，由于金属异物窝藏的位置一般离定子铁芯或机座有一定距离，往往接地保护还未动作，而差动保护却已动作；当金属异物尚有残留时用磁铁尚能吸出。机内遗留金属异物的运行时间取决于异物体积的大小，一般无法超过大修间隔期。除加强管理外，投运一年后作第一次大修时，应把检查端部紧固件是否松动、脱落，端部硅钢片有无断裂作为重点。

3.2 转子故障模式分析

表 5.12-4 列出了发电机转子的常见故障分析。

表 5.12-4 转子常见故障分析			
机理现象	异常现象	查找可能原因	处理指南
机 械	转子弯曲振动	(1) 不平衡 (2) 转子零部件有松动 (3) 轴颈不圆度超标 (4) 对中有问题 (5) 支撑刚度不够 (6) 太靠近共振区（临界转速） (7) 匝间短路或两点接地 (8) 通风道有堵塞，热不平衡 (9) 动静碰撞，如密封瓦 (10) 轴承标高有变化	振动原因比较复杂，首先要确认是否是发电机本身问题，其次要搞清楚是冷态还是热态，然后按不同原因对症下药
	应力腐蚀	护环上有裂纹	(1) 按标准控制机内氢气湿度（包括停机时） (2) 空冷发电机停机时要开加热器
	疲劳断裂	零部件断裂后飞逸（如槽楔、极间引线等）	(1) 降低应力集中 (2) 提高材料抗疲劳性能； (3) 采用弹性结构
电 气	滑动接触火花	集电环环火烧损刷握、集电环	(1) 合理选择集电环及电刷材料 (2) 适当减小集电环直径 (3) 加强集电环通风
	负序超标	护环、槽楔、转子月牙槽处表面烧伤，严重时烧熔	(1) 烧伤处要打磨、探伤，以免后患 (2) 大机组发电机出口加断路器
	匝间短路	转子绕组匝间短路引起励磁电流增加，磁场波形畸变	(1) 提高下线工艺质量 (2) 对盘车时间长的机组（如两班制调峰）要加防范措施
	接 地	转子绕组绝缘电阻减小	将不稳定接地烧穿至稳定接地，然后寻找接地点

3.2.1 转子横向弯曲振动

转轴振动的原因很复杂可区分为机械及电气两个方面，机械方面原因在冷态就能发现，电气方面原因在热态出现更多。

机械原因：质量不平衡；机组找正不准；联轴器漂偏、轴承支撑系统刚度不够，支撑件与转频共振等。

电气原因：定、转子气隙不均匀，转子绕组匝间短路或两点接地，发电机三相负荷不对称，内冷转子冷却通道局部堵塞等。

分析机组振动原因时，振动频率是十分重要的特征，例如：

转子质量不平衡，其振动频率与回转频率一致且与负荷无关。

转子偏心或联轴器漂偏或  $d$ 、 $q$  轴刚度不对称其振动频率含有两倍工频成分。

转子动静摩擦，振动频率中有两倍以上工频成分且振幅不稳定。

发电机三相负荷不对称或定子不对称短路时，振动频率含有两倍工频成分。

振动状态是衡量发电机可靠运行的重要指标，振动异常或加剧往往是机组发生事故的前兆。

在制造厂，转子在额定转速下单独运转考核振动。在现场，机组成轴系在空载和额定负荷下考核振动。测量振动有测轴承座和测轴振两种方法，测量方法和要求见 GB 11348.2—2007《旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第 2 部分：50MW 以上额定转速 1500、1800、3000、3600 r/min 陆地安装的汽轮机和发电机》功率 50MW 及以上的机组要求同时测量轴承座振动和轴振动，而且都需要满足标准要求。表 5.12-5 所示为轴承座振动限值，表 5.12-6 所示为轴振动相对位移限值，表 5.12-7 为轴振动绝对位移限值。新机出厂时振动试验值应在 A 范围内。升降速、过临界转速或超速时的振动不得超过 C 范围。轴向无止推轴承时，不考核轴的轴向振动。稳态运行时，假如轴承座或轴振动值变化显著，即越过 B 值的 25%，无论是增加或减小，一定要报警并采取措施查明变化的原因，必要时根据振幅作出是否停机的决定。

表 5.12-5 轴承座振动限值（速度）			mm/s
范 围	转 速 (r/min)		
	1500 或 1800	3000 或 3600	
A	2.8	3.8	
B	5.3	7.5	
C	8.5	11.8	

表 5.12-6 轴振动相对位移限值（峰—峰值）					μm
范 围	转 速 (r/min)				
	1500	1800	3000	3600	
A	100	90	80	75	
B	200	185	165	150	
C	320	290	260	240	

表 5.12-7 轴振动绝对位移限值（峰—峰值）					μm
范 围	转 速 (r/min)				
	1500	1800	3000	3600	
A	120	110	100	90	
B	240	220	200	180	
C	385	350	320	290	

表 5.12-5～表 5.17-7 中，振动数值在此范围内的设备可认为是良好的，并可不加限制地运行。

B：振动数值在此范围内的设备可以接受作长期运行。

C：振动数值落入此范围内，开始报警，提请注意安排维修。一般该机组还可以运行一段时间直到有合适机会进行检修为止。

振动数值超出 C 时，就瞬时跳闸。

3.2.2 护环应力腐蚀

国内曾发生过 30 多起护环因应力腐蚀产生裂纹，所幸的是发现及时，才幸免飞逸之灾。主要原因是以往 200MW 及以下机组所用护环材料（如 50MnCr72，50Mn18Cr4，50Mn18Cr4WN 等）抗应力腐蚀（SCC）性能差，在潮湿环境中易产生应力腐蚀裂纹。现在新机组均已采用不易产生应力腐蚀的 18Mn18Cr 材料使问题得到彻底解决。图 5.12-5 所示为 50Mn18Cr4 裂纹扩展速率与相对湿度的关系。对已运行的 50Mn18Cr4 护环，要全部用 18Mn18Cr 护环来替代暂时还不易做到，结合运行条件首先解决机内湿度的问题，使露点在 0℃ 以下（相对湿度不大于 40%）。结合定期检修进行仔细普查，如有问题应根据裂纹情况酌情处理。例如 SSC 易发生在护环热套表面 R 处应力集中部位，如裂纹较浅可将其打磨掉。特别应注意防止发电机停机时的冷凝结露。维修时将转子置于机外或长期存放转子时要进行湿度监控，避免转子受潮。

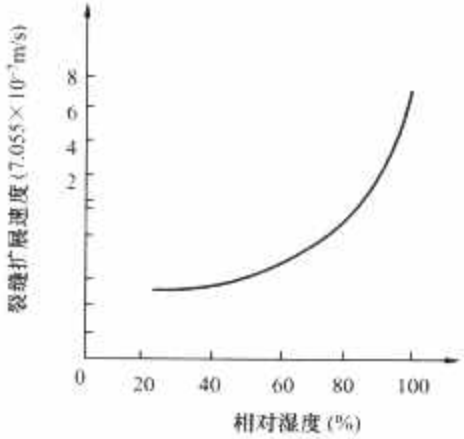


图 5.12-5 裂纹扩展速率与相对湿度的关系

3.2.3 转子接地

虽然转子一点接地尚可运行，但比较危险，万一发生另一点接地就容易使大轴烧损，也会导致转子本体严重磁化，剧烈振动。

造成接地故障原因有转子绕组过热导致绝缘受损、金属异物侵入或集电环处炭粉堆积。

一般认为绝缘电阻低于 2kΩ 为非金属性接地，而低于 500Ω 则为金属性接地。稳定性接地绝缘电阻不随转速、温度而变化。不稳定性接地分高转速接地和低转速接地。高转速接地绝缘电阻随转速升高而降低，这时故障点多发生在槽内或端部绕组的顶部，低转速接地时故障部位多在转子槽底，随温度（负荷）变化接地故障点有可能在转子绕组的两端。首先得将不稳定接地处烧穿，一种结果是烧成稳定性接地，发生转子接地时，转子绕组稳定性接地后就可很容易地测得接地点；另一种结果是可能将接地点消除。

3.2.4 匝间短路

转子匝间短路是比较常见的故障，严重的匝间短路不仅影响发电机无功出力，引起机组振动而且导致轴电压升高，当励磁机端轴承绝缘有问题时会烧伤轴瓦，有时顶匝匝间短路还会烧伤护环。匝间短路又比较容易发展成转子绝缘接地而使事故扩大。由于当前火电参与调峰的机组日益增多，因此匝间短路故障有增多的趋势。造成匝间短路的原因：①在制造方面是铜导线加工中倒角与去毛刺不严；端部拐角匝间绝缘垫片垫偏或漏垫，导线焊口清理不干净；转子加工时金



屑屑的侵入等。②在运行方面是铜铁温差过大，铜线蠕变形形成残余变形；多种原因导致的内冷转子绕组堵塞，局部过热使匝间绝缘烧损；两班制运行的发电机，转子长期盘车运行，转子挠度使转子铜线磨蚀出现铜粉而酿成匝间短路。

检测静态匝间短路有直流电阻法、开口变压器法，检测动态匝间短路有交流阻抗法和波形法。由于转子槽楔松紧不一样，交流阻抗法主要是观察阻抗是否有突变而不是去注意变化的幅值。波形法又称微分动测法，它的基本原理是将运行时气隙中的旋转磁场进行微分，根据微分后的波形分析诊断转子绕组是否存在匝间短路故障，并准确显示故障槽的位置。三相稳态短路试验及  $\cos\varphi=0$  时的运行状态最适于采用这种测试方法，该方法灵敏度较高，适合于在线检测。

3.2.5 负序超标

在正常运行条件下，发电机的三相负荷基本上是对称的，长时间的不对称运行，主要指长时间负荷不对称和输电线路阻抗不对称的运行状态。短时间的不对称运行，主要指电力系统或发电机不对称故障，包括单相接地、两相短路及单相重合闸以及断路器的非全相操作。不平衡负载运行限值见表 5.12-8。

表 5.12-8 不平衡负载运行限值

发电机型式		连续运行时的 $I_2/I_N$ 最大值	故障运行时的 $(I_2/I_N)^2 t$ 最大值 (s)
间接冷却的转子	空冷	0.1	15
	氢冷	0.1	10
直接冷却的转子	$\leq 350\text{MVA}$	0.08	8
	$>350\sim 900\text{MVA}$	$0.08 - \frac{S_N - 350}{3 \times 10^4}$	$8 - 0.00545(S_N - 350)$
	$>900\sim 1250\text{MVA}$		5
	$>1250\sim 1600\text{MVA}$	0.05	5

注  $S_N$  为额定容量，MVA。

表 5.12-8 为 GB 755—2000《旋转电机定额和性能》规定的发电机不平衡负载运行限值，结构设计、材料选用要满足这些要求。

发电机在盘车状态或低速运转时主断路器误动使发电机异步启动，转差很大导致转子严重烧损，这与负序超标有些差别。当负序超标时有些部位的损耗很大，由此引起局部过热严重烧伤，甚至有烧熔、裂纹等现象。如何防止高压断路器的非全相运行，至今为尚未完全解决的难题，一旦断路器非全相运行，运行人员应查明是继电保护原因，还是断路器操动机构本身原因，判别是电气回路元件的故障还是机械性能的故障，赴现场检查断路器三相的确切位置进行操作。

3.2.6 集电环和电刷装置烧损

大型汽轮发电机只要不采用无刷励磁就得采用集电环、电刷装置传递电流，因而集电环、电刷装置对发电机可靠运行有十分重要的影响。集电环与电刷之间发现火花是两者在滑动接触导流过程中失去正常运行条件的征兆。消除和抵制火花的主要措施为：

(1) 减小集电环直径，从  $\phi 455\text{mm}$  降至  $\phi 380\text{mm}$ ，一方面是减少机械摩擦损耗；另一方面也降低了电刷运行的线速度改善了运行条件。

(2) 刷握设计、电刷选用要保持并联运行的电刷上通过的电流分布均匀，要经常检查和调整每个电刷上的负载电流。

(3) 集电环表面开沟有利于消除电刷与集电环滑动接触中出现的气垫现象，并加强集电环装置的通风。

3.3 发电机辅助系统常见故障分析

表 5.12-9 所示为发电机辅助系统常见故障分析。发电机辅助系统包括冷却器系统、定子冷却水系统、氢气系统、密封油系统、励磁系统。由于断水、内冷水电导率不合格、pH 值不合格引起的故障已在定子故障中叙述，所以不再重复。

表 5.12-9 发电机辅助系统常见故障分析

	异常现象	查找可能原因	处理指南
冷却器系统	(1) 放水阀排出水冷却器水内含氢 (2) 冷水与冷风温差加大 (3) 冷却器进出水温差减少或加大 (4) 冷却器结露	(1) 漏水 (2) 结垢或堵塞 (3) 进水温度太低	(1) 确定漏水水管后将两端堵死 (2) 检查过滤网，钢丝刷冷却管或酸洗管子 (3) 提高进水水温
氢气系统	(1) 漏氢量超标 (2) 氢爆 (3) 氢气纯度超标 (4) 氢气湿度超标	(1) 各静止接合面漏氢，转子导电螺钉漏氢，氢管路截面不严，内冷水系统漏水，平衡阀精度差或瓦间隙太大 (2) 机内局部氢气纯度不合格，发电机漏氢至回油箱，封母等周围有明火 (3) 平衡阀精度不够（双流环），进油温度过高 (4) 油中含水量太大，氢气干燥器去湿能力不够	(1) 分部打压找漏消缺 (2) 控制机内氢气纯度，在线监测漏氢处，发电机周围严禁明火 (3) 消除左边可能原因 (4) 改进汽封，密封油内侧加真空净油装置，改进氢气干燥器
油系统	向机内漏油	(1) 回油不畅 (2) 平衡阀、压差阀、油封箱补排油阀精度不够 (3) 瓦间隙摩擦大 (4) 油挡失效	(1) 加大回油箱容积 (2) 使油质达标，防止间隙摩擦大和两阀卡死 (3) 采用接触式浮动油挡
励磁系统	(1) 无刷励磁系统整流元件损坏（短路或开路） (2) 静态励磁系统，灭磁开关拒动，整流元件损坏失磁	(1) 系统干扰大，元件反向电压不够，整流轮内漏油 (2) 制造质量问题或误操作	(1) 提高元件反向电压，保持整流轮内清洁 (2) 提高制造质量，加强运行人员培训



### 3.3.1 漏氢量超标

发电机漏氢量超标是较普遍遇到的问题。消耗氢气过多、补氢量大不但浪费资金而且也是运行中的一种不安全因素。

发电机的漏氢途径有外漏和内漏两种。发电机内氢气通过漏泄点漏到机壳外称为外漏。外漏部位常发生在端盖和机座结合面,上下半端盖结合面,端盖与密封座结合面,定子引出线瓷套管、氢气冷却器上下法兰与机座结合面,局部焊缝,出线盒与机座结合面,转子集电环导电螺钉或转轴中心孔堵板,氢管路截门等。发电机制造厂内采用分部找漏,即主要零部件、主要装配都要充额定氢压的压缩空气找漏,达标后才能转入下一工序。电厂装配后粗找漏点用涂肥皂水法,精找时充卤素用卤素检测仪找,找到漏点逐个消除直到合格为止。内漏指平衡阀精度不够,氢、空两侧大量窜油而造成的漏氢或因氢压高于水压使氢气漏入定子内冷水箱或冷却器的冷却水中。发电机运行中使用漏氢监测仪进行在线监测,通常在定子水箱、冷却器水箱、U、V、W三相封闭母线、密封座、空侧回油箱内装传感器。当轴承主油箱、封闭母线外套内氢气体积含量超过1%时应停机找漏。

### 3.3.2 防止氢爆

当氢气占空气中体积含量的4%~75%,且有明火时氢气才会爆炸,只要采取可靠的技术措施和加强管理,氢爆是完全可以避免的。GB/T 7064—2008按照IEC 60034-3:2007《旋转电机 第3部分:鼓形转子同步电机的特殊要求》在附录D里详细规定了氢冷同步发电机的安全措施,主要要点如下:

- (1) 正常运行时氢气的体积纯度不能低于95%,在纯度降至85%之前,应停机并将氢气置换,至少应有两个独立的氢气纯度测量系统。
- (2) 氢气与空气不能直接置换,反之亦然。
- (3) 确保密封油的可靠供应。
- (4) 在发电机和它的辅机周围应禁止明火作业、焊接、吸烟或其他点火手段。
- (5) 氢、油系统承压器件均应经过0.8MPa(表压)水压试验,不能用脆性和多孔材料制造承压器件。
- (6) 内装电气有防爆功能,可按IEC 60079《爆炸性气体环境用电气设备》选用安全型。
- (7) 在氢气易积累的地方,包括发电机厂房内应有合适通风。
- (8) 发电机每24h的绝对漏氢量不允许超过 $18\text{m}^3\text{NTP}$ (自然状态,环境温度,环境压力下)。

### 3.3.3 解决漏油的措施

漏油是氢冷发电机的常见病,漏油问题之所以难解决因为它带有普遍性、分散性和顽固性。发电机进油的危害性从定性到定量逐渐被深化认识,密封油在高速旋转及排泄过程中,与机内氢气相接触将油中水分释放是患害之源。

- (1) 机内因漏油使氢气相对湿度超过40%时,使18Mn5Cr护环钢的裂缝扩展速率会突然加快。
- (2) 漏油使氢气纯度下降而引起风摩擦损耗增加。
- (3) 漏油会显著降低氢气的介电性能,降低绝缘介电性能。
- (4) 油雾进入机内风道如定子铁芯通风道、转子内冷风道,会影响表面散热效果。
- (5) 漏油使很多在线监测装置中的传感器失效,使在线监测装置无法工作。

漏油分稳态和暂态两种情况。稳态漏油是指发电机在正

常运行中始终可以从排污阀中放出油来,但一般数量不大。暂态漏油是指正常运行时不漏油,经过启动、停机或振动有变化后才出现的漏油现象。由于国内都采用压入式通风系统,油挡间隙超标和风扇抽力造成的负压是造成稳态漏油的主要原因。大气压下的空气比同压力的氢气密度大10倍,因此风扇抽力就大10倍,由此可见空冷下的漏油最严重。密封瓦内油挡与转轴的直径间隙设计值是0.4~0.5mm,油挡为铜梳片结构,转子启停到过临界转速时振幅增大,铜梳油挡很容易被磨损,并失去挡油功能。20世纪90年代中期开发的TN系列直接接触式油挡创造性地解决了这个难题。该油挡分块组合成整圆,利用自润滑材料靠弹簧直接压在轴上与轴一起浮动且无间隙,油挡与轴既直接接触,自身磨损量小,又不磨轴产生振动,从而有效地解决了因油挡间隙过大产生的漏油问题。

双流环式油密封中平衡阀、压差阀、油封箱补排油阀都为自动控制阀,统称三阀。三阀质量差,油系统运行不稳定是引发暂态漏油的主要原因。以往国内制造厂生产的100、200MW汽轮发电机三阀质量达不到要求,造成油系统运行不稳定而暂态漏油。20世纪80年代从美国西屋公司引进了300、600MW发电机技术使三阀质量得到控制。现在压差阀的精度为 $(0.084 \pm 0.01)\text{MPa}$ ,平衡阀精度提高到 $\pm 500\text{Pa}$ ,用不锈钢球阀或波纹管代替油封箱补排油电磁阀,使油封箱液面高度保持在 $(20 \pm 10)\text{mm}$ 范围内。

密封瓦磨损、间隙增大是引起暂态漏油的另一个因素。密封瓦磨损因下列几种情况而发生:

- (1) 油质脏,使间隙摩擦大。油质应符合DL/T 705—1999《运行中氢冷发电机用密封油质量标准》要求。
- (2) 密封瓦钨金面因椭圆形热变形产生动静摩擦而将瓦磨损。
- (3) 密封瓦两侧面推力不平衡使密封瓦卡死,引起轴不规则振动而将瓦磨损。
- (4) 密封座与端盖把合面应与轴系扬度相配车,以免密封瓦卡死。氢侧回油由于高油温和转轴高速旋转呈现大量泡沫,因此氢侧回油结构中应设有消泡箱,免得因氢侧回油不畅而引起漏油。

## 4 提高可靠性对策

(1) 认真执行有关标准。为提高发电机运行可靠性,制造与运行两方面专家携手合作,在分析故障原因基础上已将反事故措施规定在有关标准中。特别要注意标准中的限值及测试方法是大量实践经验和大量科技成果的浓缩,必须很好地理解和遵守。

(2) 在国内标准中采纳IEC标准内容和CIGRE各种导则,宣贯国内外标准是提高制造质量和运行、维护水平的有力措施。

(3) 有计划地用新技术去改造老机组。有些发电机运行年头较长,某些隐藏的缺陷容易发展成事故,因此使用部门应有计划地与制造厂合作,用最新的结构、工艺、材料去更新改造这些老机组。事实证明,更新改造可确保老机组运行可靠性,延长发电机的使用寿命,投资较少收效却很明显。

(4) 逐步推行状态检修,规范地配置在线监测装置,对每台大型发电机应建立寿命管理的数据库,将一般规律与每台发电机的具体情况相结合,才能有的放矢、对症下药、药到病除,提高每台发电机的运行可靠性。

(沈梁伟)

### 参 考 文 献

- [1] 丁舜年. 大型电机的发热与冷却. 北京: 科学出版社, 1992.
- [2] 王作民. 谈汽轮发电机的绝缘寿命. 上海大中型电机, 2004(1).
- [3] 李基成. 现代同步发电机励磁系统设计及应用. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [4] 汪耕, 等. 大型透平发电机设计、制造与运行. 上海: 上海科学技术出版社, 2000.
- [5] 陆继明, 毛承雄, 范澍, 等. 同步发电机微机励磁控制. 北京: 中国电力出版社, 2006.
- [6] 张为杰. 略谈网机关系及其协调. 国外大电机, 1986.
- [7] 沈梁伟. 对当前透平型发电机在线监测应用的初步分析和建议. 电力设备, 2003.
- [8] 李伟清. 汽轮发电机故障检查分析及预防. 北京: 中国电力出版社, 2002.

## 第 6 篇 自动控制系统

主编单位：上海新华控制技术(集团)有限公司

上海发电设备成套设计研究院

西安热工研究院有限公司

主 编：李培植 李 旭 朱庆明 刘 伟

编写人员：李培植 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

朱庆明 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

许 军 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

刘建江 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

陈光远 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

周宇阳 (上海新华控制技术(集团)有限公司)

李 旭 (上海发电设备成套设计研究院)

郑 昶 (上海发电设备成套设计研究院)

薛建中 (西安热工研究院有限公司)

贾强邦 (西安热工研究院有限公司)

王春利 (西安热工研究院有限公司)

冯 铭 (西安热工研究院有限公司)

叶建华 (上海电力学院)

张德桥 (上海福克斯波罗有限公司)

葛 炎 (上海西屋控制系统有限公司)

王 军 (北京 ABB 贝利控制有限公司)





# 第1章 热工过程自动控制的理论基础

## 1 概述

### 1.1 电厂热工过程自动控制

电厂热工过程的自动控制主要是对锅炉、汽轮机及其辅助设备运行的自动控制，控制的目的是使机组自动适应工况的变化而且保持在安全、经济的条件下运行。控制的直接目标往往是把表征生产过程是否正常进行的一些物理量和化学量，如蒸汽压力、温度、炉膛负压、汽包水位、蒸汽流量和烟气中的含氧量等尽可能地等于所希望的数值。热工过程自动控制是现代火力发电厂生产的必要条件之一。

### 1.2 热工过程自动控制系统

利用各种仪表和自动化装置（包括计算机和微处理机）对热工过程实现自动控制，并构成热工过程自动控制系统。热工过程自动控制系统可分为两大类，即断续控制系统和连续控制系统。

断续控制系统所要控制的变量是开关量（开或关、大或小、有或无）。如果控制系统只按事件的逻辑关系来决定控制变量开或关的，称为逻辑控制系统；如果控制系统根据规定的条件和程序来决定控制变量的开或关的，称为顺序控制系统。断续控制系统主要应用于机组的自动起、停和自动保护系统以及周期性工作的设备中。

连续控制系统所要控制的变量是连续变化的变量，各种热工参数的自动控制系统都是连续控制系统。这类控制系统常用反馈控制的方式来实现，也称为反馈控制系统。分析研究反馈控制系统的理论是反馈控制理论。本章主要叙述有关反馈控制的理论基础。

基本反馈控制系统的结构如图 6.1-1 所示。生产过程的被调量（被控变量）经测量装置测量和变换后与设定值进行比较，当出现偏差时，通过运算后，由调节器（控制器）发出一定规律的调节作用（控制作用），推动执行器去改变调节量（控制量）从而改变被调量，使其等于设定值。下面对自动控制系统的一些术语作简要说明。

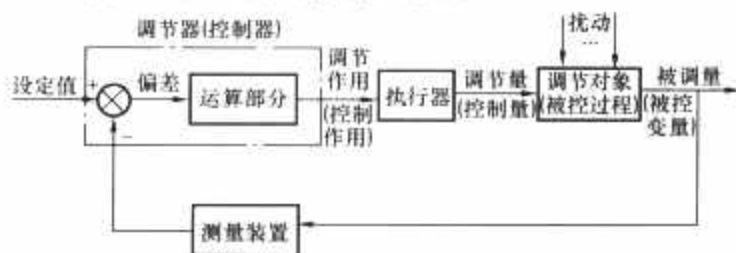


图 6.1-1 基本反馈控制系统的结构

#### 1.2.1 随动控制系统和自动调节系统

随动控制系统和自动调节系统都是反馈控制系统。

##### 1.2.1.1 随动控制系统

被调量常是位置、速度、加速度等，它们随着设定值的改变而改变，这类反馈控制系统，也称为伺服系统。在随动控制系统中，引起控制系统动作的主要原因是设定值的变化，控制系统应使被调量尽快地跟随设定值的变化。

##### 1.2.1.2 自动调节系统

设定值保持恒值，或者随时间缓慢地改变的反馈控制系统。这时，控制系统的任务主要是克服各种扰动所造成的被调量的改变，使被调量与设定值的偏差尽可能地小，而且尽快地等于设定值。热工过程连续自动控制系统大多属于自动调节系统。

随动控制系统和自动调节系统的基本原理相同，但对控制系统的工作性能要求是有差别的。

##### 1.2.2 调节对象

调节对象也称作被控过程（简称过程）。调节对象的输出信号就是运行需要控制的变量，称为被调量（或被控变量）；而输入信号则为影响被调量变化的各种因素，包括主动改变被调量的控制手段（称为调节量或控制量）和其他引起被调量变化的原因（称为扰动）。例如，对于汽包锅炉，为了实现给水自动控制，就要建立以汽包水位作为输出信号，而以给水流量（调节量）和蒸汽流量、燃烧率等扰动作为输入信号的给水调节对象。根据自动控制的目的，正确建立调节对象，是分析研究自动控制的基础。

调节对象的输入信号和输出信号在动态过程中的变化关系称为调节对象的动态特性，用数学方程来描述对象的动态特性时，这些数学方程称为调节对象的数学模型。

对于具有一个被调量和一个调节量的调节对象称为单变量对象；而具有一个以上被调量和一个以上调节量的调节对象称为多变量对象。

在控制理论中常把反馈控制系统表示为由两个部分组成：其中一个是控制装置部分，或称为广义调节器，习惯上简称为调节器或控制器；另一个是被控对象部分，或称为广义调节对象（或过程）。反馈控制系统的简化框图如图 6.1-2 所示。广义调节器中包含了设定值和被调量测量信号的比较部分、运算部分和执行器（执行机构）；广义调节对象中包含了被控过程和测量装置（也可能包含调节机构）。

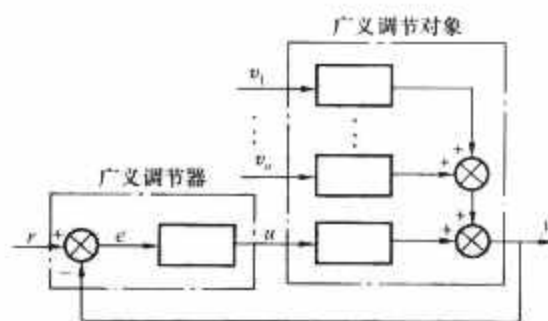


图 6.1-2 反馈控制系统的简化框图

$r$ —设定值； $e$ —偏差； $u$ —调节量；

$y$ —被调量； $v_1, \dots, v_n$ —扰动

## 2 热工过程反馈控制系统

### 2.1 热工过程反馈控制系统的特点

具有一个被调量（输出）和一个调节量（控制输入）的调节对象所组成的反馈控制系统称为热工过程反馈控制系

统。为了便于讨论反馈控制系统的主要规律,把控制系统简化为由调节对象和调节器两部分组成。热工过程反馈控制系统的简化框图如图 6.1-3 所示。

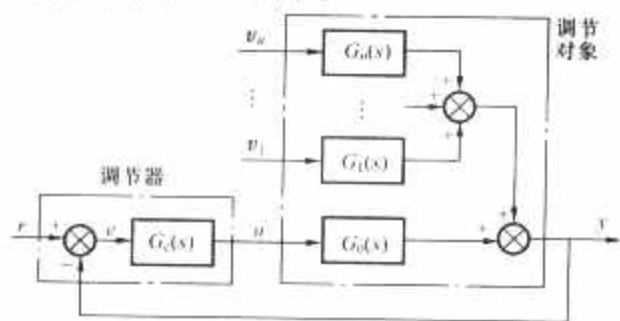


图 6.1-3 热工过程反馈控制系统的简化框图

$G_c(s)$ —调节器的传递函数;

$G_0(s), G_1(s), \dots, G_n(s)$ —调节对象;

$u, v_1, \dots, v_n$ —输入信号;

$y$ —输出信号;各传递函数

### 2.1.1 热工调节对象

图 6.1-3 中调节对象的输出可表示为

$$y(s) = G_0(s)u(s) + G_1(s)v_1(s) + \dots + G_n(s)v_n(s)$$

该式表明,引起调节对象的输出(被调量)变化的原因(输入)是很多的,而且各个输入与被调量之间的动态特性一般是不同的。调节对象最主要的输入是来自调节器的输出  $u$  (调节作用),也就是对象的调节量常称为对象的“内部扰动”,对象在内部扰动下的动态特性是在闭合回路内的,因对调节系统的性能起决定性作用。其他那些不在闭合回路内的输入( $v_1, \dots, v_n$ )都称为“外部扰动”或简称扰动,它们都可能是使被调量发生变化的原因。自动调节系统往往由于扰动而开始动作。在“外部扰动”下,对象的动态特性对调节过程的起始阶段的形状有很大影响,在分析研究热工过程自动调节问题时,应该充分了解引起被调量变化的各种原因,并了解它们与被调量之间的动态特性,其中调节器输出  $u$  作用下的动态特性是最重要的。如果在调节器输出  $u$  改变后能及时而迅速地影响被调量,无疑可以得到较好的调节效果。

大多数热工调节对象的动态特性是不振荡的,它们的典型阶跃响应曲线有两类,如图 6.1-4 所示。

由于大多数热工对象的阶跃响应曲线具有图 6.1-4 所示的特点,因此,工程上常在阶跃响应曲线上定出几个特征参数的数值来表示对象的动态特性。

对于图 6.1-4 (a) 所示的有自平衡能力对象的阶跃响应曲线,在此曲线上  $dy/dt$  最大的点 A (拐点) 作出切线,与被调量  $y$  的起始平衡值和最终平衡值的横轴相交,得到时间间隔  $\tau$  和  $T_c$ ,设输入的阶跃变化量为  $\Delta u$ ,被调量的最终变化量为  $\Delta y_{\infty}$ 。给出以下名词和定义:

(1)  $\rho = \Delta u / \Delta y_{\infty} = 1/k$ —对象的自平衡率,  $\rho=0$  表示对象无自平衡能力,  $k$  称为对象的放大系数。

(2)  $\tau$ —迟延时间,从输入阶跃变化瞬时至切线与被调量起始平衡值横轴交点间的距离。

(3)  $T_c$ —时间常数,如果被调量以曲线上最大速度变化  $\left. \frac{dy}{dt} \right|_A$  (即 A 点处的速度变化),从起始平衡值到最终平衡值所需的时间就是时间常数  $T_c$ 。从图 6.1-4 可以看出,

$$\text{如果定义响应速度 } \epsilon = \frac{\left. \frac{dy}{dt} \right|_A}{\Delta u}, \text{ 则 } T_c = \frac{\Delta y_{\infty}}{\left. \frac{dy}{dt} \right|_A} = \frac{1}{\epsilon \rho}.$$

而  $\epsilon = k / T_c$ 。

因此,有自平衡能力的对象,就可用迟延时间  $\tau$ 、响应速度  $\epsilon$  和自平衡率  $\rho$  三个特征参数的数值来表示其动态特性。

对于图 6.1-4 (b) 所示的无自平衡能力对象的阶跃响应曲线,作此阶跃响应曲线的渐近线(它的斜率就是被调量最终达到的变化速度  $\left. \frac{dy}{dt} \right|_{\infty}$ ),与被调量  $y$  起始值的横轴相交,得时间间隔  $\tau$ ,给出下列名词和定义:

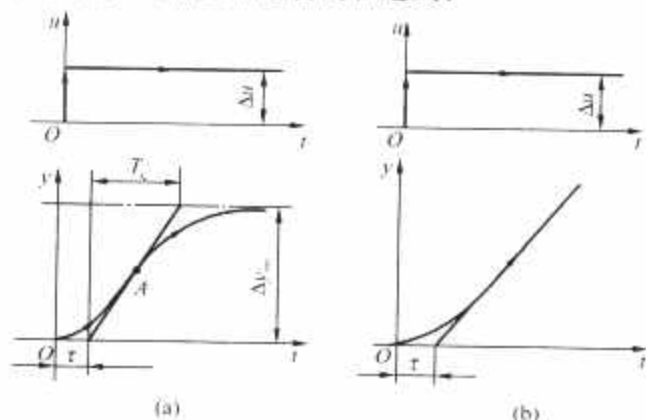


图 6.1-4 热工调节对象的典型阶跃响应曲线

(a) 有自平衡能力; (b) 无自平衡能力

(1)  $\tau$ —迟延时间,从输入阶跃变化瞬时至渐近线与被调量  $y$  起始平衡值的横轴交点间的时间间隔。

(2)  $\epsilon = \frac{\left. \frac{dy}{dt} \right|_{\infty}}{\Delta u}$ —响应速度(也称飞升速度),输入阶跃变化为一个单位时,阶跃响应曲线上被调量的最大变化速度(也就是最终达到的变化速度)。 $\epsilon$  的倒数  $T_a = (1/\epsilon)$ ,称为对象的响应时间(也称飞升时间)。从定义可以看出,当对象的输入为阶跃函数,其幅值为  $\Delta u$  时,如果被调量以其响应曲线上的最快速度  $\left. \frac{dy}{dt} \right|_{\infty}$  变化,那么被调量的变化量等于输入的阶跃幅值所需经历的时间,就是响应时间  $T_a$ ,应该指出,对象的输入和被调量的量纲一般是不同的,只有当它们的变化量都以相对量来表示时,  $T_a$  的量纲才是时间。

因此,无自平衡能力的对象,就可用迟延时间  $\tau$  和响应速度  $\epsilon$  (或响应时间  $T_a$ ) 两个特征参数的数值来表示其动态特性。

这样,对于阶跃响应曲线不振荡而又单调变化的热工调节对象,就可以统一用  $\tau$ 、 $\epsilon$  和  $\rho$  三个特征参数的数值来表示(对于无自平衡能力的对象,  $\rho=0$ )。这种表示对象动态特性的方式是不确切的,但在热工过程自动调节中沿用已久,而且在工程上也有方便之处。

### 2.1.2 调节器

调节器把对象的被调量与其设定值比较,确定它们之间的偏差  $e$ ,并产生与偏差  $e$  成一定运算关系的调节量  $u$  作为输出,调节量  $u$  和偏差  $e$  之间的动态特性称为调节规律。热工过程自动控制系统中常用的工业调节器的调节规律为比例(P)、积分(I)和微分(D)作用的不同组合,也有一些非线性调节规律的调节器。表 6.1-1 所示为工业调节器的典型调节规律。

表 6.1-1 中所列的线性调节规律是近似的,实际上即使比例作用也存在一定惯性,而微分作用只能近似实现,其传递函数一般为  $T_D s / [1 + (T_D / k_D) s]$ 。  $k_D$  称为微分增益,通常  $k_D < 10$ 。此外,调节器的输入和输出都有上、下限,调节规律只表示在限值范围内的近似特性。



表 6.1-1 工业调节器的典型调节规律

调节规律		方程式	传递函数	说明
线性 调节 规律	比例 (P) 作用	$u = k_p e = \frac{1}{\delta} e$	$k_p$ 或 $\frac{1}{\delta}$	
	积分 (I) 作用	$u = k_i \int_0^t e dt$	$\frac{k_i}{s}$	
	比例积分 (PI) 作用	$u = k_p \left( e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt \right)$	$k_p (1 + \frac{1}{T_i s})$ 或 $\frac{1}{\delta} (1 + \frac{1}{T_i s})$	
	比例微分 (PD) 作用	$u = k_p \left( e + T_D \frac{de}{dt} \right)$	$k_p (1 + T_D s)$ 或 $\frac{1}{\delta} (1 + T_D s)$	
	比例积分微分 (PID) 作用	$u = k_p \left( e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt + T_D \frac{de}{dt} \right)$	$k_p (1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s)$ 或 $\frac{1}{\delta} (1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s)$	
非线性 调节 规律	双位作用	当 $e \geq \frac{1}{2} \Delta$ 时, $u = M_1$		偏差增加到 $\frac{1}{2} \Delta$ 时, $u = M_1$
		当 $e \leq -\frac{1}{2} \Delta$ 时, $u = M_2$		偏差减少至 $-\frac{1}{2} \Delta$ 时, $u = M_2$
	等速度作用	$\frac{du}{dt} = \begin{cases} +\omega, & e \geq \frac{1}{2} \Delta \\ 0, & -\frac{1}{2} \Delta < e < \frac{1}{2} \Delta \\ -\omega, & e \leq -\frac{1}{2} \Delta \end{cases}$		根据偏差值, 调节作用为等速度开大、等速度关小和停止

注  $e$ —偏差;  $u$ —调节量;  $\Delta$ —中间区;  $k_p$ —比例增益;  $\delta$ —比例带,  $\delta = 1/k_p$ ;  $T_i$ —积分时间;  $T_D$ —微分时间;  $\omega$ —调节作用增加或减少的速度。

为了便于说明各种调节作用的基本特性, 假定具有该种调节作用的调节器处于图 6.1-3 所示的热工过程反馈控制系统中。

2.1.2.1 比例 (P) 作用

比例作用是各种线性调节器的基本组成部分。当调节器只有比例作用时, 调节量  $u$  和偏差  $e$  成正比。由于扰动发生后, 调节量必须产生相应的改变才能使对象恢复平衡。因此, 调节结束后偏差必然存在。但在调节过程中, 调节量的大小和变化速度随时与偏差的大小和变化速度成正比, 因此, 只要适当选择比例系数  $k_p$ , 便可以使系统较快地达到平衡 (即调节过程结束)。

2.1.2.2 积分 (I) 作用

积分作用是调节器的输出  $u$  与偏差  $e$  对时间的积分成比例, 只要有偏差  $e$  存在, 输出  $u$  就随时间而不断改变; 只有当偏差  $e=0$  时, 调节过程才能结束 (重新达到平衡)。但在调节过程中, 调节量的大小与偏差对时间的积分成比例, 而调节量的变化速度却与偏差的大小成比例。因此, 当调节对象受到扰动的初期, 被调量变化速度快而偏差小, 此时调节量的变化速度慢而动作幅度小, 调节动作不及时; 而当被调量达到最高 (或最低) 值时, 偏差值大而变化速度等于 0, 此时调节量的变化量已经比较大而且还以更快的速度向同一方向变化, 这样的动作, 就会造成调节过程的振荡。因此在热工过程的自动控制中很少采用只具有积分作用的调节器。

2.1.2.3 比例积分 (PI) 作用

比例作用和积分作用相加组成比例积分作用调节器, 这是工程上应用最广泛的一类调节器, 可以认为是在比例作用的基础上适当加入积分作用, 使调节结束后偏差消失。比例积分调节器中有两个参数——比例增益  $k_p$  (或比例带  $\delta = 1/k_p$ ) 和积分时间  $T_i$  可供调整, 以与不同的对象特性相匹配。其中积分时间  $T_i$  的具体数值表示调节器中比例作用和积分作用的比值。

2.1.2.4 比例微分 (PD) 作用

比例作用和微分作用相加组成比例微分作用调节器。微分作用是辅助的调节规律, 它在系统平衡 (被调量变化速度为 0) 时不起作用。但当调节对象受到扰动的初期, 只要被调量一开始变化, 微分作用就可以有较大的动作幅度, 这种提前于比例作用的动作有利于减少被调量的动态偏差, 而且由于微分作用的输出与被调量的变化速度成比例, 这也有利于加快调节的过程。由于微分作用对各种干扰信号反应敏感, 因此适用于测量干扰小的热工参数 (如温度) 的自动调节系统中。比例微分作用调节器中也有两个可供调整的参数——比例增益  $k_p$  (或比例带  $\delta$ ) 和微分时间  $T_D$ 。其中  $T_D$  的数值表示微分作用与比例作用的比值。比例微分作用调节器在静态时仍具有比例调节器的特点, 即调节结果是有偏差存在的。

2.1.2.5 比例积分微分 (PID) 作用

比例作用、积分作用和微分作用相加组成比例积分微分作用调节器。从工程实用的观点, 比例积分微分调节器可以看作是在比例积分作用调节器的基础上适当加入微分作用。当反馈调节系统中采用 PID 调节器时, 与采用 PI 调节器时相比较, 可以减小被调量的动态偏差和缩短调节过程时间。比例积分微分调节器有三个可供调整的参数——比例增益  $k_p$  (或比例带  $\delta$ )、积分时间  $T_i$  和微分时间  $T_D$ , 应根据调节对象的特性和对调节系统工作性能的要求来进行调整。

2.1.2.6 双位作用

双位作用调节器的执行器只有两个位置, 也称为继电器型调节器。当调节系统中应用双位作用调节器时, 被调量在一定范围内振荡, 调节量在两个数值间交替突变。中间区可以调整, 以便被调量的振荡幅度和振荡频率在允许范围内。双位调节器用于调节要求不高的对象 (如恒温器、电炉、蓄水箱等)。双位作用调节器在热工过程自动控制中应用较少。

2.1.3 反馈控制系统的基本性能要求

自动控制系统的工作性能必须满足生产上的要求, 一般

说来应满足以下基本要求:

(1) 控制系统必须是稳定的,即在扰动发生后,系统开始动作;在扰动消失或不再变化后,经过一段时间的调节过程,重新恢复平衡(达到新的稳态)。

(2) 调节对象动态特性在小范围改变时,对反馈系统的影响较小。一般要求控制系统具有较小的灵敏度。

(3) 有效地抑制扰动对被调量的影响。在调节过程中,被调量和设定值的偏差(动态偏差)应控制在生产所允许的范围内;调节过程结束后,被调量应等于设定值。

(4) 一次扰动后的调节过程应在较短时间内结束,这对扰动频繁的生产过程尤为重要。此外,在有些生产过程中,要求调节量不宜作过分超调和反复振荡(如在燃烧过程控制中,燃料量、送风量、引风量不应反复振荡以保证正常燃烧)。

对于图 6.1-3 所示的热工过程反馈控制系统,选用具有积分作用的调节器可以使稳态时被调量等于设定值;而调节器的参数( $k_p$ 、 $T_I$ 和 $T_D$ )应根据调节对象的特性 $G_0(s)$ 来调整,在首先保证控制系统稳定的前提下,兼顾其他工作性能。实际上,控制系统的工作性能主要决定于调节对象的动态特性。如果调节对象在扰动作用下,被调量变化的延迟时间很短、响应速度较快,而在调节量作用下的延迟时间较长而响应速度较慢,那么调节器参数即使作了最佳调整,使控制系统能稳定工作,但在扰动发生后的调节过程的初期,不可避免地会出现较大的动态偏差,可能超出生产所允许的范围。这是单回路反馈控制系统结构上的缺点。为了进一步提高控制系统的性能,就要改变控制系统的结构,图 6.1-5 所示的串级控制系统和前馈-反馈控制系统是两种常采用的改进系统。

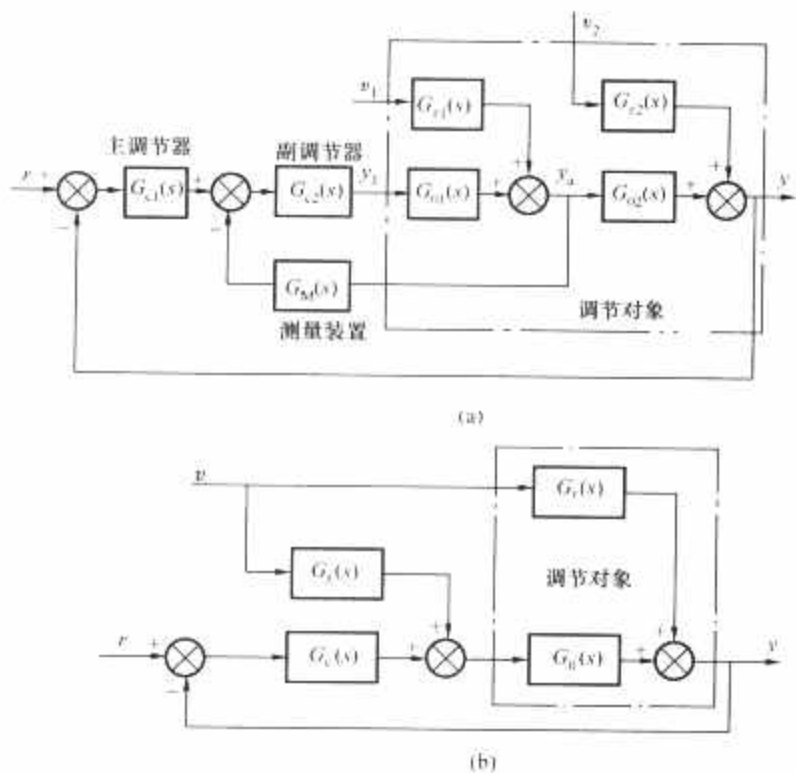


图 6.1-5 改进的反馈控制系统

(a) 串级控制系统; (b) 前馈-反馈控制系统

在串级控制系统中,对象的中间变量 $y_1$ 由副调节器 $G_{C2}(s)$ 控制,主调节器 $G_{C1}(s)$ (不带执行器)的输出作为副调节器的设定值。串级控制系统有两个闭合回路,当扰动发生在内回路时( $v_1$ ),中间变量 $y_1$ 的变化主要由内回路清除,此时,被调量 $y$ 的变化将很小;而当扰动发生在外回路时( $v_2$ ),内回路的作用相当于改善了对对象的动态特性。因而串级控制系统的性能将比单回路反馈控制系统显著提高。能不能组成串级控制系统,决定于有没有适当的中间变量

$y_1$ 可供正确的测量。

在前馈-反馈控制系统中,扰动 $v$ 必须是能测量到的。则在扰动 $v$ 发生时,被调量 $y$ 就不发生变化,这就是前馈控制。前馈控制是开环控制,由于调节对象的扰动较多,有些扰动不能测量,即使对于可测量的扰动,前馈装置也只能近似实现。因此,反馈控制回路仍是必要的。但是,如果在反馈控制系统中,加入了主要扰动的近似前馈控制,将对控制系统的性能有很大提高。

还可采用其他方式来提高热工过程反馈控制系统的性能,主要途径是及早发现扰动对被调量的影响和从控制系统的结构上来改善调节对象在控制作用下的动态特性。

## 2.2 反馈控制系统的稳定性

稳定性是控制系统的一个重要的定性性质,不稳定的控制系统是不能工作的。

### 2.2.1 稳定性定义

#### 2.2.1.1 有界输入-有界输出(BIBO)稳定

如果系统在初始状态为零时,对于每一个有界的输入所产生的输出都是有界的,则该系统为有界输入-有界输出稳定,或称为BIBO稳定。

#### 2.2.1.2 渐近稳定

渐近稳定是系统在零输入时定义的:设系统的平衡状态为零,如果在 $t=0$ 时系统的状态为 $x_0$ (偏离系统的平衡状态),在没有输入作用下,系统的状态最终趋近于零,即当 $t \rightarrow \infty$ 时, $x(t) \rightarrow 0$ ,则该系统的零状态是渐近稳定的,对于线性定常系统,就称它是渐近稳定的。

#### 2.2.1.3 全稳定

对于任意初始状态和任意有界输入,系统的所有状态和输出都是有界的,则称该系统全稳定。实际工作的控制系统都必须是全稳定的。

全稳定比BIBO稳定的要求更严格。全稳定的系统必然是渐近稳定的。对于线性定常系统而言,渐近稳定的系统必然是全稳定的。

### 2.2.2 稳定性判据

稳定性判据有劳斯(Routh)判据和奈奎斯特(Nyquist)判据。

## 2.3 控制系统的性能指标

对于热工过程自动控制系统,常用的性能指标可分为两类:一类是稳定性裕量的形式;另一类是误差函数积分的形式。

### 2.3.1 稳定性裕量

根据热工过程自动控制系统的特点,常用以下两种。

#### 2.3.1.1 衰减率 $\psi$

图 6.1-6 所示为系统瞬态响应的一部分,曲线以时间轴为中心上下振荡。

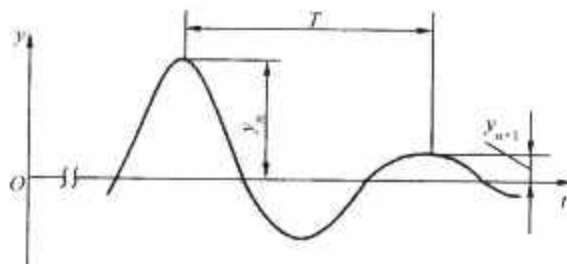


图 6.1-6 以时间轴为振荡轴的衰减振荡过程

$T$ —振荡周期;  $y_n$ 、 $y_{n+1}$ —相隔一个周期的两个波幅

衰减率 $\psi$ 可以从系统输出的瞬态响应或阶跃响应曲线来

定义：经过一个振荡周期后振幅的相对减少，即

$$\psi = \frac{y_n - y_{n+1}}{y_n} = 1 - \frac{y_{n+1}}{y_n}$$

为了得到较小的动态偏差和较快的调节过程，希望系统的瞬态响应为渐衰的振荡过程（即  $0 < \psi < 1$ ），衰减率的数值一般可取  $\psi = 0.75 \sim 0.9$ 。对于主要要求被调量控制在较小范围内而允许调节过程反复振荡的对象（如电炉的温度控制），可取较小的衰减率，如  $\psi \leq 0.6$ ；而对于不允许调节过程振荡的对象或几个自动控制系统存在相互影响时（如锅炉的燃烧过程），应取较大的衰减率，如  $0.98 \leq \psi < 1$ （此时，调节过程实际上已不振荡）。

指定系统的衰减率  $\psi$  等于一定数值，只是在与  $\psi$  值相应的响应曲线上规定了经过一个周期后振幅的相对减小，而没有规定周期的长短。因此，在整定具有两个以上整定参数的自动控制系统时，不宜把衰减率的数值作为唯一的指标。

2.3.1.2 增益裕量和相位裕量

在应用系统开环传递函数的奈氏轨迹来分析和整定控制系统时，可以用增益裕量和相位裕量的指定数值作为性能指标。增益裕量和相应裕量的定义参见图 6.1-7。

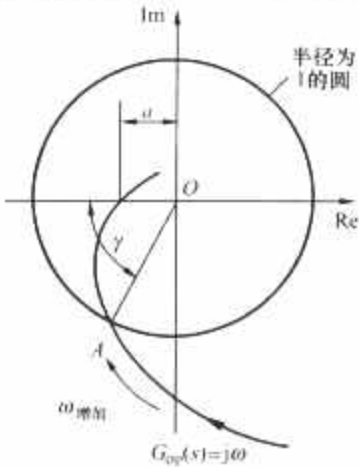


图 6.1-7 从系统的开环传递函数  $G_{op}(s)$  的奈氏轨迹定义增益裕量和相位裕量

图 6.1-7 中， $\gamma$  为  $G_{op}(s)$  奈氏轨迹上幅值为 1 矢量  $OA$  与复实轴的夹角，称为相位裕量； $a$  为  $G_{op}(s)$  的奈氏轨迹与复实轴的交点至原点的距离，对于稳定系统， $a < 1$ 。

令对数增益裕量  $k_g$  为

$$k_g = 20 \lg \frac{1}{a} \quad (\text{dB})$$

当  $a=1$  时， $k_g=0$ ，此时闭环系统有极点在虚轴上，闭环系统稳定时， $k_g > 0$ 。

相位裕量和增益裕量两个数值联合起来，表示系统开环传递函数  $G_{op}(s)$  的奈氏轨迹距离  $(-1, j0)$  点的程度，因而可以作为系统稳定性裕量的一种估计。对于一般自动调节系统，可取  $\gamma$  为  $30^\circ \sim 60^\circ$ ， $k_g$  为  $6 \sim 12 \text{dB}$ 。

增益裕量和相位裕量的数值与系统瞬态响应的形状之间没有明确的对应关系。

2.3.2 积分准则

自动控制系统在某一输入的特定形式（通常假定为阶跃形式）作用下产生过渡过程，在过渡过程中被调量与设定值之间的偏差（或称误差）的某一个函数的积分值称为积分准则。积分准则可以作为衡量控制系统性能的一种综合指标。在整定自动控制系统时，可以选定某一积分准则，调整调节器的参数使积分值为极小值，则称自动控制系统调整到最佳。

积分准则有各种不同形式。常用的积分准则见表 6.1-2。

表 6.1-2 常用的积分准则

积分准则	名称（英文缩写）	应用特点
$\int_0^\infty e(t) dt$	误差积分(IE)	不能评价振荡过程，因此不能单独使用。但如衰减率已定，可用来作为选择整定参数的辅助指标
$\int_0^\infty  e(t)  dt$	绝对误差积分(AIE)	以其最小值作为指标，可以使过渡过程具有适度的衰减
$\int_0^\infty e^2(t) dt$	误差平方值积分(IEF)	计算比较方便，但使它为极小值整定时，过渡过程偏差小而波动次数多
$\int_0^\infty  e(t)  t dt$	绝对误差乘时间的积分(ITAE)	以其为极小值整定时，过渡过程具有较大的衰减率和较短的过渡过程时间
$\int_0^\infty e^2(t) t dt$	误差平方乘时间的积分(ITSE)	

由于生产过程安全、经济运行的指标是多方面的，因此自动控制系统的性能指标应根据生产过程的要求选择。

2.4 单回路反馈控制系统的整定

对结构已定的自动控制系统，根据性能指标，设置调节器和系统中有关可调整的参数值，使控制系统满足指定的性能指标或对指定的性能指标来说是最佳的。这就是自动控制系统的整定。

2.4.1 整定计算

选择适当的性能指标，原则上可以用计算方法或优化方法进行控制系统的整定。热工过程自动控制系统以衰减率  $\psi$  为指定值作为主要指标的整定计算方法说明如下。

设控制系统如图 6.1-8 所示。

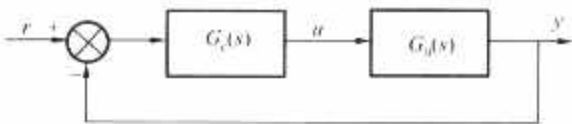


图 6.1-8 整定计算用的单回路反馈控制系统

图 6.1-8 中， $G_o(s)$  为调节对象的传递函数，实际上是指系统中除调节器以外所有各部分的综合传递函数，此传递函数为已知； $G_c(s)$  为调节器的传递函数，其形式为已知（如 PI、PID 等），但参数值待定。

整定上述控制系统就是计算出调节器的有关参数值。

应该指出：在整定计算时必须已知调节对象的数学模型，热工对象一般通过试验方法获得近似的线性模型，而且在整定计算时忽略了控制系统中实际存在的非线性因素，因此，整定计算所得到的整定参数值只是大致的数值，在自动控制系统投入运行时，这些整定参数值应根据实际情况作适当调整。

2.4.2 工程整定方法

2.4.2.1 临界振荡的试验整定方法

这是一种把控制系统处在闭环条件下的试验整定方法，试验整定的步骤如下：

(1) 使调节器只具有比例作用（设置  $T_I \rightarrow \infty$ ， $T_D = 0$ ），



并设置比例带  $\delta$  于较大数值。

(2) 将控制系统投入闭环运行, 逐渐改变调节器的比例带  $\delta$ , 由大到小, 直到控制系统开始不衰减的等幅振荡 (称为临界振荡), 记下此时调节器的比例带  $\delta_0$  和振荡周期  $T_0$ 。

(3) 调节器整定参数按表 6.1-3 计算。

表 6.1-3 用临界振荡法整定调节器参数的计算公式

调节器类型	传递函数	整定参数值		
		$\delta$	$T_I$	$T_D$
P	$\frac{1}{\delta}$	$2\delta_0$	—	—
PI	$\frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_I s}\right)$	$2.2\delta_0$	$\frac{T_0}{1.2}$	—
PID	$\frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_I s} + \frac{T_D}{s}\right)$	$1.67\delta_0$	$\frac{T_0}{2}$	$0.125T_0$

2.4.2.2 根据开环系统的阶跃响应曲线

让图 6.1-8 所示的反馈系统开环, 如图 6.1-9 所示。将调节器的参数设置为  $\delta=100\%$ ,  $T_I \rightarrow \infty$ ,  $T_D=0$ , 调节器和调节对象之间某处的信号连结线断开, 用试验方法作出以  $I_i$  为输入、 $I_o$  为输出的阶跃响应曲线, 曲线的形状如图 6.1-4 所示的典型形式。在阶跃响应曲线上定出特征参数迟延时间  $\tau$  和响应速度  $\epsilon$  的数值。调节器的整定参数值按表 6.1-4 计算。

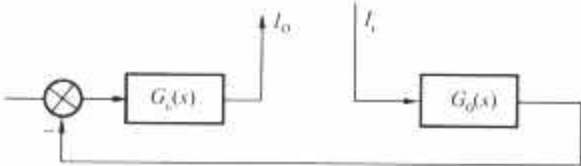


图 6.1-9 系统开环阶跃响应测试框图

表 6.1-4 根据开环阶跃响应整定调节器参数的计算公式

调节器类型	传递函数	整定参数值		
		$\delta$	$T_I$	$T_D$
P	$\frac{1}{\delta}$	$\epsilon\tau$	—	—
PI	$\frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_I s}\right)$	$1.1\epsilon\tau$	$3.33\tau$	—
PID	$\frac{1}{\delta} \left(1 + \frac{1}{T_I s} + \frac{T_D}{s}\right)$	$0.85\epsilon\tau$	$2\tau$	$0.5\tau$

用上述工程方法得到的调节器整定参数值并不是最佳的数值, 在自动控制系统投入运行时, 应根据实际情况作适当调整。对于火力发电厂热工过程控制系统, 希望调节系统不要过多振荡, 一般在采用 PI 调节器的控制系统中, 比例带  $\delta$  可取表 6.1-4 中建议数值的 2~4 倍。当控制系统中采用 PID 调节器时, 由于工业调节器的具体结构上的原因, 微分作用只能是  $T_D s / [1 + (T_D/k_D) s]$  (而不是  $T_D s$ ), 而且  $T_D/T_I$  一般小于 0.25, 此时可以设置调节器所能实现的最大  $T_D/T_I$  值 ( $<0.25$ ), 而  $\delta$  和  $T_I$  的数值则仍参照表 6.1-4 的数值。

2.4.3 调节器参数对调节过程的影响

自动控制系统开始投入运行时, 调节器的整定参数应预先设置合理的初始值, 然后人为地加入阶跃扰动 (通常为调节器的设定值扰动), 观察被调量或调节器输出的阶跃响应曲线, 根据需要, 适当调整调节器的参数值, 以使响应曲线达到满意为止。在调整调节器的整定参数时, 应该注意到: 调节器中的比例作用是最主要的, 比例带  $\delta$  增大 (也就是比例增益  $k_p$  调小) 即比例作用减小; 积分作用是为了造成无

差的调节结果, 相对于纯比例作用调节器而言, 加入积分作用, 相当于将被调量复原到设定值, 积分时间  $T_I$  增加也就是减小积分作用或使复原速度减慢; 微分作用则是为了进一步减小动态偏差, 微分时间  $T_D$  增加也就是增加微分作用, 它们对调节过程的影响见表 6.1-5。

表 6.1-5 在设定值扰动下, 调节器整定参数对调节过程的影响

调节器类型	P	PI		PID			说明
整定参数	$\delta \uparrow$	$\delta \uparrow$	$T_I \uparrow$	$\delta \uparrow$	$T_I \uparrow$	$T_D \uparrow$	
衰减率	$\uparrow$	$\uparrow$	略 $\uparrow$	$\uparrow$	略 $\uparrow$	略 $\uparrow$ *	$\uparrow$ 表示增加; $\downarrow$ 表示减小; * 表示 $T_D$ 过大时, 将出现较高频率的振荡
动态偏差	$\uparrow$	$\uparrow$	略 $\uparrow$	$\uparrow$	略 $\uparrow$	$\downarrow$	
振荡频率	$\downarrow$	$\downarrow$	$\downarrow$	略 $\downarrow$	略 $\downarrow$	$\uparrow$	
复原速度	—	—	$\downarrow$	—	$\downarrow$	—	
稳态偏差 (负荷扰动时)	$\uparrow$	$T_I$ 过大时, 输出响应缓慢地趋向其稳态值, 对于振荡过程, 输出偏向在稳态值之上 (或下) 振荡					

2.5 串级控制系统和前馈—反馈控制系统的整定原则

2.5.1 串级控制系统的整定

串级控制系统是单回路反馈控制系统的改进方案, 整定串级控制系统的框图如图 6.1-10 所示。

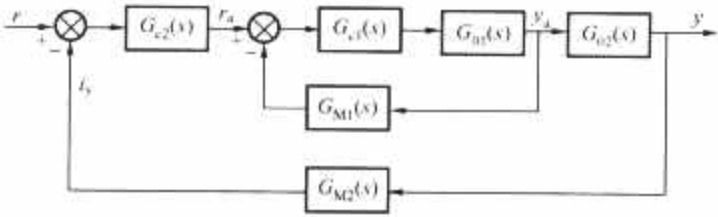


图 6.1-10 串级控制系统的框图

图 6.1-10 中,  $G_{M1}(s)$  和  $G_{M2}(s)$  分别为中间变量  $y_a$  和被调量  $y$  的传递函数;  $G_{o1}(s)G_{o2}(s)=G_o(s)$  为调节对象的传递函数。整定此串级控制系统就是要确定主调节器  $G_{c2}(s)$  和副调节器  $G_{c1}(s)$  的可调整参数, 这两个调节器的控制规律是已经选定的。

串级控制系统中的两个闭合回路相互联系, 主、副调节器的参数整定也互相牵连, 在工程实践中可以根据具体条件进行合理简化, 下面是两种常见的整定方法。

2.5.1.1 主、副调节器先后整定

当内回路中的部分对象特性  $G_{o1}(s)$  与整个对象特性  $G_o(s)$  相比, 其迟延和惯性小得多时, 内回路的响应速度相对来说是很快。此时, 可把内回路看作是一个独立的单回路反馈控制系统, 来整定副调节器  $G_{c1}(s)$  的参数; 然后在内回路闭合的情况下, 以  $r_a$  为输入,  $y$  为输出, 看作是一个等效对象, 它与主调节器  $G_{c2}(s)$  组成单回路反馈控制系统, 从而可按单回路反馈控制系统的整定原则和方法求出主调节器  $G_{c2}(s)$  的整定参数值。

2.5.1.2 补偿法

当内回路中的部分对象与整个对象特性相比, 其迟延和惯性不够小, 控制系统中内、外回路的进行速度差别不大时, 可以用补偿法进行整定, 其方法说明如下。

图 6.1-10 中的内部闭合回路在不改变系统稳定性的前提下等效变换成图 6.1-11。

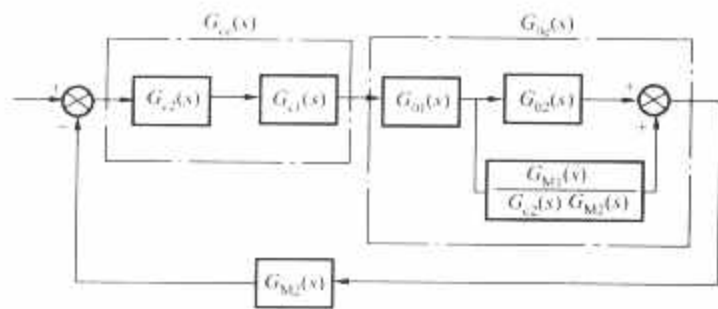


图 6.1-11 串级控制系统框图的等效变换

由图 6.1-11 可以看出,从稳定性分析的观点,可把串级控制系统看成是一个等效的单回路反馈系统。在这个等效系统中,调节器为  $G_{ce}(s)=G_{c1}(s)G_{c2}(s)$ ,对象为

$$G_{oe}(s)=G_{01}(s)\left[G_{02}(s)+\frac{G_{M1}(s)}{G_{c2}(s)G_{M2}(s)}\right]$$

此对象输出的测量装置的传递函数就是被调量的传递函数  $G_{M2}(s)$ 。根据这样分析,串级控制系统可按以下步骤整定。

(1) 适当选择主调节器  $G_{c2}(s)$  的参数以造成一个动态特性较好的等效对象  $G_{oe}(s)$  (即主调节器的作用在于补偿等效对象的动态特性)。

(2) 根据等效对象  $G_{oe}(s)$ ,按单回路反馈系统的整定原则和方法,得到等效调节器  $G_{ce}(s)=G_{c1}(s)G_{c2}(s)$  的整定参数值,从而求出副调节器  $G_{c1}(s)$  的整定参数值。

### 2.5.2 前馈—反馈控制系统的整定

图 6.1-5 (b) 是典型的前馈—反馈控制系统的框图。从图中可以看出,如果前馈调节器  $G_f(s)$  为

$$G_f(s)=-\frac{G_v(s)}{G_0(s)} \quad (6.1-1)$$

那么,扰动  $v$  对被调量  $y$  的影响完全被消除。严格做到这一点是困难的,但是,只要能近似地实现式 6.1-1 的关系,就能明显地提高控制质量。在这种系统中, $v$  应该是对象的主要扰动,而且必须可以测量。

控制系统中的前馈调节器  $G_f(s)$  和反馈调节器  $G_c(s)$  分别进行整定,前馈调节器  $G_f(s)$  一般根据式 6.1-1 的关系近似得出;而反馈调节器  $G_c(s)$  则按单回路反馈控制系统的整定方法求出。在前馈—反馈控制系统中,由于前馈控制作用将使被调量的动态偏差大为减小(针对主要扰动  $v$ ),因此,在整定反馈调节器时,可以使反馈控制系统具有较大的稳定性裕量,以避免系统的过分振荡和调节量的过分超调。

## 3 模糊控制系统

### 3.1 模糊控制系统的产生

1965 年美国加利福尼亚大学柏克莱分校电气工程系的扎德 (L. A. Zaden) 教授正式发表《模糊集合论》等著名论著,首先提出模糊集合和模糊控制的概念,这一开创性的工作,标志着数学的一个新的分支——模糊数学的诞生。扎德教授提出的模糊集合理论,其核心是对复杂的系统或过程建立一种语言分析的数学模式,使自然语言能直接转化为计算机所能接受的算法语言。正是在这种背景下,作为智能控制的一个重要应用分支的模糊控制理论便应运而生了。模糊数学从 1965 年诞生至今已经 40 多年了,刚诞生的几年间经受了追求严格、精确的西方分析主义的巨大压力,进展非常缓慢,进入 20 世纪 70 年代后,模糊集合的概念被越来越多的人所接受,这方面的研究工作迅速发展起来。

我国对模糊控制的理论与应用研究起步较晚,但发展较

快,诸如在模糊控制、模糊辨识、模糊聚类分析、模糊图像处理、模糊信息论、模糊模式识别等领域取得了不少有实际影响的结果。

### 3.2 模糊数学基础

#### 3.2.1 模糊集合

##### 3.2.1.1 模糊集合的隶属函数

模糊集合定义:设在论域  $X$  上给定映射  $\mu$ ,表示为  $\mu: X \rightarrow [0, 1]$ ,则  $\mu$  确定了  $X$  上的一个模糊集合  $A$ , $\mu$  叫做  $A$  的隶属函数,写成  $\mu_A(x)$ ,而  $\mu_A(x)$  称为  $x$  对于  $A$  的隶属度。

模糊集  $A$  表示为  $A=\{\mu_A(x), x | x \in X\}$ 。 $\mu_A(x)$  表示元素  $x$  属于  $A$  的程度, $\mu_A(x)$  越接近于 1,则  $x$  隶属于  $A$  的程度越高; $\mu_A(x)$  越接近于 0,则  $x$  隶属于  $A$  的程度越低。当  $\mu_A(x)=1$  时,则  $x$  完全属于  $A$ ;当  $\mu_A(x)=0$  时,则  $x$  完全不属于  $A$ 。由此可见,模糊集是普通集的推广,而普通集则是模糊集的特殊情况。

##### 3.2.1.2 模糊集合的表示

模糊集合表示方法有好几种,常见的有以下几种。

(1) Zaden 表示法。当论域  $X$  为连续集时,则  $A$  表示为

$$A=\int_x \frac{\mu_A(x)}{x}$$

此处符号“ $\int$ ”只是借以表示集合的一种方法。

(2) 序偶表示法。将论域中的元素  $x_i$  与其隶属度  $\mu_A(x_i)$  构成序偶来表示  $A$ ,即

$$A=\{[x_1, \mu_A(x_1)], [x_2, \mu_A(x_2)], \dots, [x_n, \mu_A(x_n)]\}$$

序偶表示法中,如某项隶属度为 0,则该项可以不写入式中。

(3) 向量表示法。以元素的隶属度为元组成的向量来表示模糊集,即

$$A=\{\mu_A(x_1), \mu_A(x_2), \dots, \mu_A(x_n)\}$$

此表示方法中,隶属度为 0 的项不能舍去,否则会影响向量的维数。

##### 3.2.1.3 模糊集合的运算

设  $A$ 、 $B$  为论域  $X$  上的两个模糊集,隶属函数分别为  $\mu_A$  和  $\mu_B$ ,则模糊集理论中的相等、包含及并、交、补等运算可通过它们的隶属函数来定义。

(1) 模糊集的相等与包含关系。

相等:如  $\mu_A(x)=\mu_B(x)$ ,则称  $A$  等于  $B$ ,记作  $A=B$ 。

包含:如  $\mu_A(x) \geq \mu_B(x)$ ,则称  $A$  包含  $B$ ,记作  $A \supseteq B$ 。

(2) 模糊集的并、交、补运算。

并:并 ( $A \cup B$ ) 的隶属函数  $\mu_{A \cup B}$  对所有  $x \in X$  被逐点定义为取大运算,即

$$\mu_{A \cup B}(x)=\max\{\mu_A(x), \mu_B(x)\}=\mu_A(x) \vee \mu_B(x)$$

式中的“ $\vee$ ”表示取大运算,后面式中将出现的“ $\wedge$ ”表示取小运算,统称为 Zaden 算子。

交:交 ( $A \cap B$ ) 的隶属函数  $\mu_{A \cap B}$  对所有  $x \in X$  被逐点定义为取小运算,即

$$\mu_{A \cap B}(x)=\min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\}=\mu_A(x) \wedge \mu_B(x)$$

补:模糊集合  $A$  的补 ( $\bar{A}$ ) 的隶属函数  $\mu_{\bar{A}}$  对所有  $x \in X$  被逐点定义为

$$\mu_{\bar{A}}(x)=1-\mu_A(x)$$

(3) 模糊集的代数运算。

代数和:称  $A+B$  为模糊集合  $A$  和  $B$  的代数和,其隶属函数为



$$\mu_{A+B} = \begin{cases} \mu_A + \mu_B, & \mu_A + \mu_B \leq 1 \\ 1, & \mu_A + \mu_B > 1 \end{cases}$$

代数积：称  $A \cdot B$  为模糊集合  $A$  和  $B$  的代数积，其隶属函数为

$$\mu_{A \cdot B} = \mu_A \cdot \mu_B$$

环和：称  $A \oplus B$  为模糊集合  $A$  和  $B$  的环和，其隶属函数为

$$\mu_{A \oplus B} = \mu_A + \mu_B - \mu_{A \cdot B}$$

#### 3.2.1.4 模糊运算的性质

模糊运算具有交换律、结合律、分配律、传递律、幂等律、摩根律和复原律等运算性质。

#### 3.2.1.5 $\lambda$ 水平截集

设  $A_\lambda$  为  $X=\{x\}$  中的模糊集，其中隶属度大于  $\lambda$  的元素组成的集合，称为模糊集  $A_\lambda$  的  $\lambda$  水平截集，即

$$A_\lambda = \{x | \mu_A(x) \geq \lambda\}$$

显然， $\lambda$  水平截集  $A_\lambda$  为普通集合，它的特征函数为

$$\mu_{A_\lambda}(x) = \begin{cases} 1, & \mu_A(x) \geq \lambda \\ 0, & \mu_A(x) < \lambda \end{cases}$$

### 3.2.2 模糊关系

#### 3.2.2.1 模糊关系与模糊矩阵

“关系”是集合论中的一个重要概念，它是指元素之间的关联。

模糊关系是普通关系的推广，普通关系只是描述元素之间是否有关联，而模糊关系则描述元素之间关联的程度。

两个非空集合  $A$  与  $B$  之间直积(或称笛卡儿积)为

$$A \times B = \{(a, b) | a \in A, b \in B\}$$

其中的一个模糊子集  $R$  被称为  $A$  到  $B$  的模糊关系，其序偶  $(a, b)$  的隶属度为  $\mu_R(a, b)$ ，且  $\mu_R: A \times B \rightarrow [0, 1]$ 。

当论域为  $n$  个集合  $A_i (i=1, 2, \dots, n)$  的直积， $A_1 \times A_2 \times \dots \times A_n$  时，它们对应的模糊关系  $R$  则称为  $n$  元模糊关系。

矩阵  $R=(r_{ij})$  是在论域  $A \times B$  为有限集合情况下，以矩阵形式表示的模糊关系。这种矩阵

$$R = (r_{ij}) = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1m} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ r_{n1} & r_{n2} & \cdots & r_{nm} \end{bmatrix}$$

的元素  $r_{ij} (i=1, 2, \dots, n; j=1, 2, \dots, m)$  在  $[0, 1]$  闭区间取值。它代表集合  $A$  中第  $i$  个元素  $a_i$  和集合  $B$  中第  $j$  个元素  $b_j$  组成的序偶  $(a_i, b_j)$  属于模糊关系  $R$  的程度，即

$$\mu_R(a_i, b_j) = r_{ij} \quad (0 \leq r_{ij} \leq 1)$$

此矩阵描述了从  $A$  到  $B$  的模糊关系  $R$ ，称为模糊关系矩阵。

#### 3.2.2.2 模糊关系的性质

模糊关系具有自反性、对称性和传递性等性质。

#### 3.2.2.3 模糊关系矩阵的运算

模糊关系是一类特殊的模糊集，它同模糊集合一样，同样有交、并、补等运算。

#### 3.2.2.4 模糊变换

设有两个有限集

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$$

$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_m\}$$

$R$  是  $X$  和  $Y$  的模糊关系。

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1m} \\ r_{21} & r_{22} & \cdots & r_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ r_{n1} & r_{n2} & \cdots & r_{nm} \end{bmatrix}$$

设  $A$  和  $B$  分别为  $X$  和  $Y$  上的模糊集，即

$$A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$$

$$B = (b_1, b_2, \dots, b_m)$$

且  $B=A \circ R$ ，则称  $B$  是  $A$  的像， $A$  是  $B$  的原像， $R$  是  $X$  到  $Y$  上的一个模糊变换。

#### 3.2.2.5 模糊决策

众所周知，对任何事物的决策均是在对该事物的评价的基础上进行的，在这里将讨论模糊综合评判方法。

设  $X=\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  为所研究事物的因素集，在  $X$  上选  $A$  作为加权模糊集， $Y=\{y_1, y_2, \dots, y_m\}$  是评语集， $B$  是  $Y$  集上的决策集， $R$  是  $X$  到  $Y$  上的模糊关系，用  $R$  作模糊变换，可算出决策集  $B=A \circ R=(b_1, b_2, \dots, b_m)$ 。若要作出最后的决策，可按最大值原理，选最大的  $b_i$  所对应的  $y_i$  作为最终的评判结果。

### 3.2.3 模糊推理

#### 3.2.3.1 模糊语言变量

所谓语言变量是以自然或人工语言中的字或句作为变量，而不是以数值作为变量。

一个语言变量可定义为一个五元体  $[X, T(X), U, G, M]$ 。

其中， $X$  为语言变量的名称； $T(X)$  为语言变量语言值名称的集合； $U$  为论域； $G$  为语法规则； $M$  为语义规则。

例如，以控制系统的误差为语言变量  $X$ ，论域取  $U=[-6, +6]$ 。“误差”语言变量的原子单词有“大、中、小、零”，对这些原子单词施加以适当的修饰词，就可以构成多个语言值名称，如“很大、较大、中等、较小”等，再考虑误差有正、负的情况， $T(X)$  可表示为

$T(X)=T(\text{误差})=\text{正很大}+\text{正大}+\text{正较大}+\text{正中}+\text{正较小}+\text{正小}+\text{零}+\text{负小}+\text{负较小}+\text{负中}+\text{负较大}+\text{负大}+\text{负很大}$

图 6.1-12 是以误差为论域的模糊语言五元体的示意图。其中语言值集合  $T(X)$  只画出一部分，而语义规则  $M$  是指模糊子集的隶属函数。

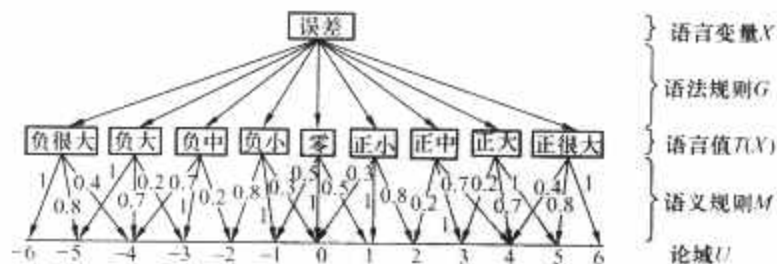


图 6.1-12 误差语言变量的五元体

为了对模糊的自然语言形式化和定量化，进一步区分和刻画模糊值的程度，上面例中借用自然语言中的修饰词，诸如“较大”、“很大”等，当然还有“稍微”、“相当”、“大约”、“近似”等来描述模糊值，为此引入语言算子的概念。语言算子通常分为三类：语气算子、模糊化算子和判定化(规定化)算子。

(1) 语气算子。语气算子用于表达模糊值的肯定程度。这又有相反的两种情况，一种是有强化作用的语气算子，例如“很”、“极”等，可以使模糊值的隶属度的分布向中央集中，常称为集中化算子。如图 6.1-13 所示，集中化算子在图形上有使模糊值尖锐化的倾向。另一种是有弱化作用的语



气算子,例如“较”、“稍”等,可以使模糊值的隶属度的分布由中央向两边弥散,常称为松散化算子。如图 6.1-14 所示,松散化算子在图形上有使模糊值平坦化的倾向。



图 6.1-13 集中化算子的强化作用



图 6.1-14 松散化算子的弱化作用

为了规范语气算子的意义,扎德曾对此作了如下约定:用  $H_\lambda$  作为语气算子来定量描述模糊值。若模糊值为  $A$ ,则把定义写成

$$H_\lambda A = A^\lambda$$

设:  $H_4$  代表“极”或者“非常非常”,其意义是对描述的模糊值求 4 次方。

$H_2$  代表“很”或者“非常”,其意义是对描述的模糊值求 2 次方。

$H_{1/2}$  代表“较”或者“相当”,其意义是对描述的模糊值求 1/2 次方。

$H_{1/4}$  代表“稍”或者“略微”,其意义是对描述的模糊值求 1/4 次方。

由于隶属函数的取值范围在闭区间  $[0, 1]$ ,且集中化算子的幂乘运算的幂次大于 1,故乘方运算后变小,即隶属函数趋于尖锐化,而且幂次越高越尖锐;相反,松散化算子的幂次小于 1,乘方运算后变大,隶属函数曲线趋于平坦化,幂次越高越平坦。

(2) 模糊化算子。诸如“大约”、“近似”等这样的修饰词都属于模糊化算子,其作用是可使肯定转化为模糊,如果对数字进行作用,就把精确数转化为模糊数。例如数字 65 是精确数,而“大约 65”就是模糊数。如果对模糊值进行作用,就使模糊值更模糊,例如“年轻”是个模糊值,而“大约年轻”就更模糊。

(3) 判定化(规定化)算子。与模糊算子有相反作用的另一类算子,例如“倾向于”、“偏向于”等,被称为判定化算子。其作用是可使模糊值进行肯定化处理,对模糊值作出倾向性判断。其处理方法有点类似于“四舍五入”,并常把隶属度为 0.5 作为分界来判断。由于语言变量是与表达那些由于过分复杂而无法获得确定信息的概念和现象,它为这些通常无法进行量化的“量”提供了一种近似处理的方法。通过这种处理方法,就可把人的直觉经验进行量化,转换成用计算机可以操作的数值运算。由此才使人们有可能把专家的控制经验转换成控制算法并实现模糊控制。

### 3.2.3.2 模糊推理

(1) 模糊推理规则。模糊推理是根据模糊推理规则,由前提推断出结论的过程。

模糊推理规则实际上经常是一个模糊条件句。用语言规则表示,即:如果是  $a$ ,那么  $b$ ,否则是  $c$ 。

其逻辑表达式是

$$(a \rightarrow b) \vee (\bar{a} \rightarrow c)$$

设  $a$  在论域  $X$  上并对应  $X$  上的一个模糊子集  $A$ ,  $b$ 、 $c$

在论域  $Y$  上,并分别对应模糊子集  $B$ 、 $C$ ,如图 6.1-15 所示,图中阴影区域表示  $(a \rightarrow b) \vee (\bar{a} \rightarrow c)$  的真域。

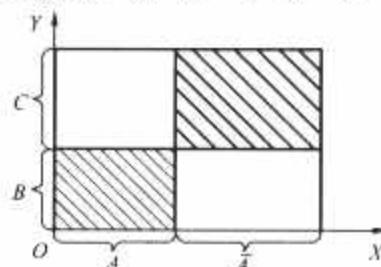


图 6.1-15 模糊推理规则示意图

$(A \rightarrow B) \vee (\bar{A} \rightarrow C)$  实际上也是  $X \times Y$  的一个模糊子集  $R$ ,因此它也是一种模糊关系,模糊关系  $R$  中的各元素根据下式计算

$$\mu_{(A \rightarrow B) \vee (\bar{A} \rightarrow C)}(x, y) = [\mu_A(x) \wedge \mu_B(y)] \vee [1 - \mu_A(x) \wedge \mu_C(y)]$$

如果隶属度  $\mu_{(A \rightarrow B) \vee (\bar{A} \rightarrow C)}(x, y)$ 、 $\mu_A(x)$  及  $\mu_B(x)$  分别用  $R(x, y)$ 、 $A(x)$  及  $B(y)$  表示,则上式变为

$$R(x, y) = [A(x) \wedge B(y)] \vee [1 - A(x) \wedge C(y)]$$

采用模糊向量笛卡儿乘积的形式,上式可表示为

$$R = (A \times B) + (\bar{A} \times C)$$

式中:“+”表示对模糊关系  $A \times B$  和  $A \times C$  求并运算,而  $A \times B$  表示隶属函数为  $[A(x) \wedge B(y)]$  的模糊关系。这样一来,模糊条件语句可表示为

若  $A$  则  $B$ , 否则  $C = (A \times B) + (\bar{A} \times C)$

若条件推理语句组为

IF  $A_1$  AND  $B_1$ , THEN  $C_1$

IF  $A_2$  AND  $B_2$ , THEN  $C_2$

⋮

IF  $A_n$  AND  $B_n$ , THEN  $C_n$

那么,模糊关系表示为

$$R = \bigcup_{i=1}^n (A_i \times B_i \times C_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

(2) 模糊变量的推理合成规则。推理的合成规则如下:

如果  $R$  是  $X$  到  $Y$  的模糊子集,且  $A$  是  $X$  的一个模糊子集,则由所推得的模糊子集  $B$  为

$$B = A \circ R$$

以上条件推理语句,可用于模糊控制,根据输入给出相应的输出,当某控制器的模糊关系  $R$  确定以后,若输入为  $A$ ,可根据推理合成,求得控制器的输出  $B$ 。

## 3.3 模糊控制原理与设计

模糊控制是以模糊集合论、模糊语言变量及模糊推理为基础的,基于被控系统的物理特性,模拟人的思维方式和人的控制经验来实现的一种智能控制。

### 3.3.1 模糊控制系统的组成

模糊控制系统的原理框图如图 6.1-16 所示。可以看出其结构与一般计算机数字控制系统基本类似。只是它的控制器为模糊控制器(图中虚线框中的部分)。

模糊控制系统由以下几部分组成:输入输出接口、执行机构、检测装置、被控对象及模糊控制器。

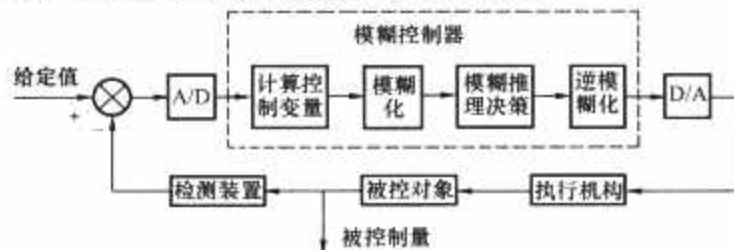


图 6.1-16 模糊控制原理框图

(1) 输入输出接口。输入输出接口是实现模糊控制算法的计算机与控制系统连接的桥梁。输入接口主要与检测装置连接,把检测信号转换为计算机所能识别处理的数字信号并输入给计算机。输出接口把计算机输出的数字信号转换为执行机构所要求的信号。因此输入输出接口常常是模数转换电路(A/D)和数模转换电路(D/A)。

(2) 执行机构。执行机构是模糊控制器向被控对象施加控制作用的装置,如工业过程控制中应用最普遍最典型的各种调节阀。执行机构实现的控制作用常常表现为使角度、位置发生变化,因此往往是由伺服电动机、步进电动机、气动调节阀、液压阀等加上驱动装置所组成。

(3) 检测装置。检测装置一般包括传感器和变送装置,它们检测各种非电量,如温度、流量、压力、液位、转速、角度、浓度、成分等,并变换放大为标准的电信号,包括模拟的或数字的等形式。

(4) 被控对象。有不少难以建立精确数学模型的复杂对象、非线性对象和时变对象,模糊控制策略是较为适宜采用的一种方案。

(5) 模糊控制器。模糊控制器是模糊控制系统的核心,也是模糊控制系统区别于其他自动控制系统的主要标志。模糊控制器一般由计算机实现,用计算机程序和硬件实现模糊控制算法,计算机可以是单片机、IPC、工业控制机等各种类型的微型机计算机,程序设计语言可以是汇编语言、C语言及其他各种语言。现在也有一些模糊芯片实现模糊逻辑推理算法,成为模糊控制器的重要组成部分。

模糊控制器的基本组成如图 6.1-17 所示。它包含有模糊化接口、规则库、模糊推理、清晰化接口等部分。输入变量是过程实测变量与系统设定值之差值。输出变量是系统的实时控制修正变量。模糊控制的核心部分是包含语言规则的规则库和模糊推理。模糊推理就是一种模糊变换,它将输入变量模糊集变换为输出变量的模糊集,实现论域的转变。

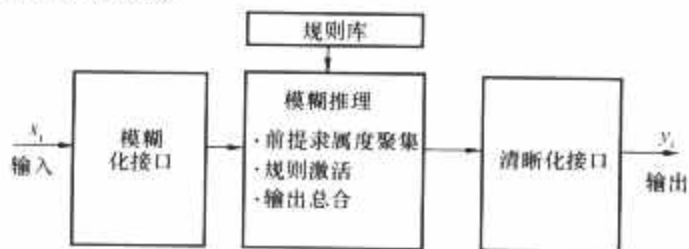


图 6.1-17 模糊控制器的基本组成

模糊控制器的控制规律由计算机的程序实现。模糊控制算法可概括为下述五个步骤。

第一步:根据本次采样得到的系统的输出,计算所选择的系统的输入变量。

第二步:根据输入变量,确定模糊控制器的结构。

第三步:将输入变量的精确值变为模糊量,即模糊化处理。

第四步:根据输入模糊变量及模糊控制规则,按模糊推理合成规则计算控制模糊量,即进行模糊决策。

第五步:由上述得到的控制模糊量计算精确的控制量,即逆模糊化处理。

### 3.3.2 模糊控制器的结构和设计要求

#### 3.3.2.1 模糊控制器的结构

(1) 单变量模糊控制器。在模糊控制系统中,具有一个输入变量和一个输出变量的系统称为单变量模糊控制系统,一个单变量模糊控制系统所采用的模糊控制器称之为单变量

模糊控制器。通常把单变量模糊控制器的输入量个数称为模糊控制器的维数,如图 6.1-18 所示。

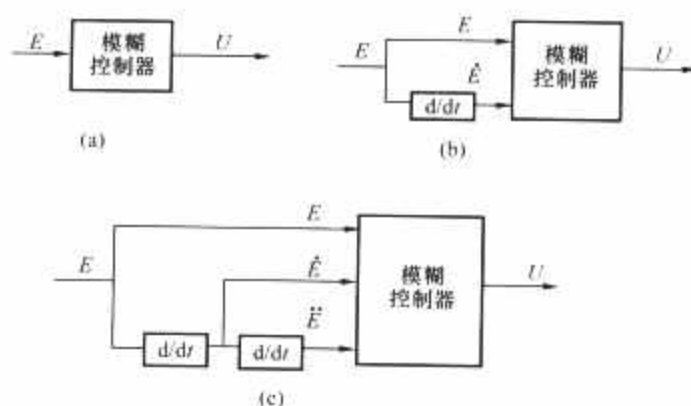


图 6.1-18 单变量模糊控制器

(a) 一维模糊控制器; (b) 二维模糊控制器;

(c) 三维模糊控制器

一维模糊控制器如图 6.1-18 (a) 所示,它的输入变量是系统的偏差量  $E$ ,输出变量是系统的控制量的变化值  $U$ 。由于仅采用偏差控制,所以系统的动态控制性能不佳,一般用于一阶被控对象。

二维模糊控制器如图 6.1-18 (b) 所示,它的输入量是偏差量  $E$  和偏差变化  $\dot{E}$ ,以控制量的变化值  $U$  作为输出量,它比一维控制器有较好的控制效果,且易于计算机的实现,是目前广为采用的一类模糊控制器。

三维模糊控制器如图 6.1-18 (c) 所示,它的三个输入变量分别为系统偏差量  $E$ ,偏差变化  $\dot{E}$  和偏差变化的变化率  $\ddot{E}$ ,以控制量的变化值  $U$  作为输出量。由于这类模糊控制器结构较复杂,推理运算时间长,所以一般较少采用。

(2) 多变量模糊控制器。在模糊控制系统中,多于一个输入和输出变量的系统称为多变量模糊控制系统。多变量模糊控制系统所采用的模糊控制器往往具有多变量结构,称为多变量模糊控制器,如图 6.1-19 所示。它有  $m$  个输入  $v_k$  ( $k=1, 2, \dots, m$ ) 和  $n$  个输出  $u_j$  ( $j=1, 2, \dots, n$ )。要直接设计一个多变量模糊控制器是相当困难的,通常将一个多输入多输出(MIMO)的模糊控制器在结构上实现解耦,即分解成若干个多输入单输出(MISO)的模糊控制器,如图 6.1-20 所示。



图 6.1-19 多变量模糊控制器

图 6.1-20(b)是图 6.1-20(a)的等效结构,是多变量模糊控制器的一个子系统。控制输出量为

$$U = V_1 \circ R_1 \wedge V_2 \circ R_2 \wedge \dots \wedge V_m \circ R_m$$

其中,模糊关系定义为

$$R = \bigcap_{i=1}^l (V_k \times U_j) (k=1, 2, \dots, m)$$

式中:  $l$  为模糊控制规则数。

对应于图 6.1-20 (c),多变量模糊控制器的输出为

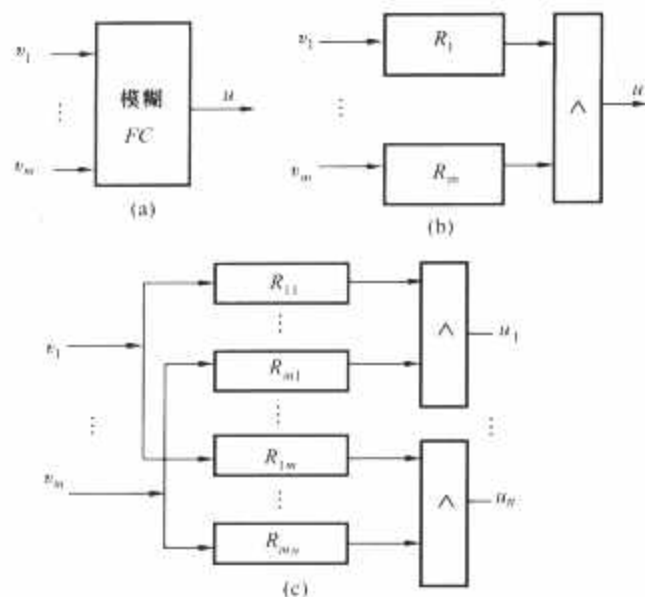


图 6.1-20 多变量模糊控制器解耦结构  
(a) MISO 结构; (b) MISO 结构; (c) MIMO 结构

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= V_1 \circ R_{11} \wedge V_2 \circ R_{21} \wedge \cdots \wedge V_m \circ R_{m1} \\ U_2 &= V_1 \circ R_{12} \wedge V_2 \circ R_{22} \wedge \cdots \wedge V_m \circ R_{m2} \\ &\vdots \\ U_n &= V_1 \circ R_{1n} \wedge V_2 \circ R_{2n} \wedge \cdots \wedge V_m \circ R_{mn} \end{aligned} \right\}$$

其中, 模糊关系为

$$R_{kj} = \bigcup_{i=1}^l (V_{ki} \times U_{ji}) \quad k = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$$

3.3.2.2 模糊控制器设计要求

由于对象的复杂非线性, 难以建立其精确的数学模型, 所以有关对象知识的主要来源是领域专家或操作人员的知识和经验。即要把蕴涵于知识源中的知识经过理解、选择、归纳等过程抽取出来, 用于形成经验型的知识模型或知识库, 称知识获取, 从而确定模糊控制器的输入变量和输出变量以及它们的数值变化范围。在系统综合设计阶段, 需要根据实际问题进行具体分析, 如自动操作的约束条件、工艺要求和控制品质要求等, 然后确定模糊控制器的结构。这一步的工作是十分关键的, 因为总体设计思想的正确与否关系到系统控制效果实现的成败。在控制器实现阶段, 要对输入值和输出变量的隶属函数进行定义, 建立控制, 进行运算子的确立和选择清晰化方法, 然后根据它们进行模糊化、模糊推理和清晰化操作, 从而实现模糊控制。最后进行离线仿真研究和在线实时模拟试验, 检验所设计的模糊控制器是否达到预定的控制目标。如果没有达到要求, 就要对控制器的结构、隶属函数、推理方法等进行重新设计或调整。设计时要调整的参数有:

- (1) 控制器结构。
- (2) 隶属函数的形状、位置。
- (3) 规则和置信度。
- (4) 模糊推理的运算子。
- (5) 清晰化方法。

图 6.1-21 给出了模糊控制器的设计流程图。

3.3.3 输入量模糊化

模糊化是将模糊控制器输入量的确定值转换为相应模糊语言变量值的过程, 此相应语言变量均由对应的隶属度来定义。

若以偏差  $e$  为输入, 通过模糊化处理, 用模糊语言变量  $E$  来描述偏差, 若以  $T(E)$  记作  $E$  的语言值集合, 则有

$$T(E) = \{\text{负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大}\}$$

或用其英文字头缩写表示成

$$T(E) = \{\text{NB, NM, NS, Z, PS, PM, PB}\}$$

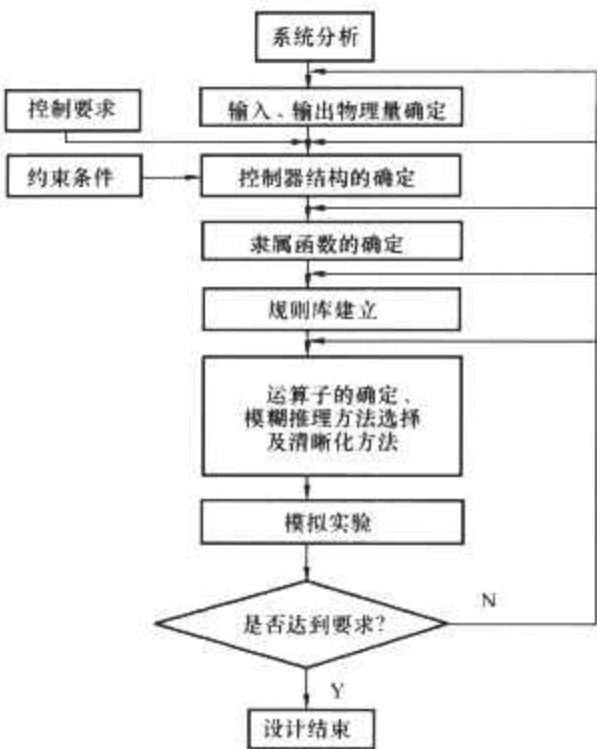


图 6.1-21 模糊控制器的设计流程

过程参数的变化范围是各不相同的, 为了统一到指定的  $T(E)$  论域中来, 模糊化的第一个任务是进行论域变换, 过程参数的实际变化范围称为基本论域。可以通过变换系数 (量化因子) 实现由基本论域到  $T(E)$  论域的变换。

模糊化的第二个任务是求得输入对应于语言变量的隶属度。语言变量的隶属函数有两种表示方式, 即离散方式和连续方式。

设一个模糊控制器输入的物理量为温度和压力, 输出为阀门流量的校正量。这是一个典型的二输入、一输出控制问题。我们可以将温度划分成“低”、“中”、“高”、“很高”这四个模糊子集, 而将压力划分为“低于正常”、“正常”及“高于正常”这三个模糊子集, 分别定义它们的隶属函数, 见图 6.1-22。假定输入温度为  $910^{\circ}\text{C}$ , 而压力为  $40.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ , 此温度属于“很高”的程度, 即隶属度为 0.8, 属于“高”的程度为 0.3, 而此压力属于“正常”的程度为 0.5。

对应于温度和压力的不同输入值, 都可以根据图 6.1-22 所定义的隶属函数, 把它“模糊化”成不同的语言值, 这样就完成了模糊化步骤。

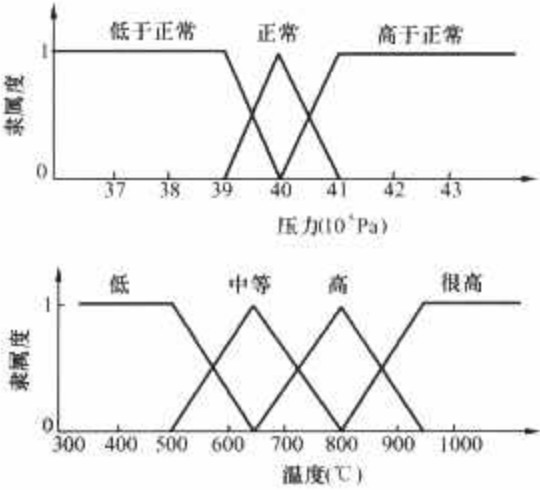


图 6.1-22 压力和温度的隶属函数

3.3.4 模糊推理决策

模糊控制器的主要工作是依据语言规则进行模糊推理决策。因此在进行模糊规则推理之前, 先要指定好语言控制规则 (亦称知识库)。实际上控制规则是根据操作者或专家的



经验知识来确定的,它们也可以在试验过程中不断进行修正和完善。规则的形式很像计算机程序设计语言常用到的条件语句“IF...THEN...”。

模糊控制规则随着模糊控制器的输入、输出维数的不同采用不同的形式。

在设计模糊控制规则时,必须考虑控制规则的完备性、交叉性和一致性。

模糊控制规则的生成大致有以下四种方法:

- (1) 根据专家经验或过程控制知识生成控制规则。
- (2) 根据过程模糊模型生成控制规则。
- (3) 根据对手工控制操作的系统观察和测量生成控制规则。
- (4) 根据学习算法生成控制规则。控制规则条数的多少视输入及输出物理量数目及所需的控制精度而定。对于常用的二输入、一输出控制过程,若每个输入量分成三级,那么相应就有9条规则,若按每个输入的语言变量分成七级计,则有49条规则就可完全覆盖了。

模糊控制算法的目的,就是从输入连续精确量中,通过模糊推理的算法过程,求出相应的清晰值的控制算法。模糊推理运算有多种方法,在模糊控制芯片中普遍采用的是MAX-MIN(最大—最小)推理。图6.1-23说明MAX-MIN法运算过程,大体可分为如下四步。

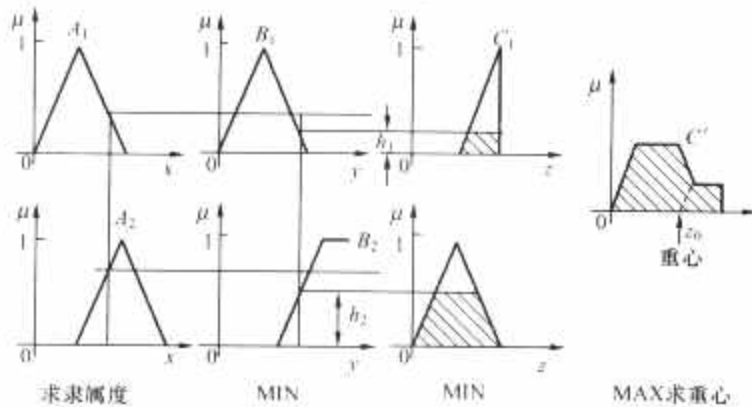


图 6.1-23 MAX-MIN 法模糊运算过程

第一步:分别求出输入量的隶属度,这是输入量的模糊化过程。

第二步:当有多个输入量时,同一规则中(对于AND)取输入量隶属度最小值作为前件部的隶属度(即规则的力度),如例中 $h_1$ 、 $h_2$ 。

第三步:前件部隶属度与后件部隶属函数进行MIN运算,通常称为切头法,得到各规则的结论。

第四步:对所有规则的结论取MAX运算,得到模糊推理结果 $C'$ 。

目前,在世界各国的应用软件中常用的推理方法除了最大—最小推理法外,还有最大—乘积推理法,它们的推理结果在面积形式上有所差别,见图6.1-24。

在应用最大—乘积推理法时,是将规则结论部分的模糊子集与规则前提条件的满足程度(即规则的力度)相乘,见图6.1-24(a)。而应用最大—最小推理法时,则是规则结论部分的模糊子集被规则前提条件的满足程度(即规则的力度)相截,见图6.1-24(b)。最后,再将所应用的若干条规则的结果合并起来。两种推理方法的差别并不很大。

在模糊推理过程结束时,得到的是以模糊子集表示的阀门的校正量。然而阀门并不能用这样的方法进行调节,因此要进行下面的工作,即逆模糊化。

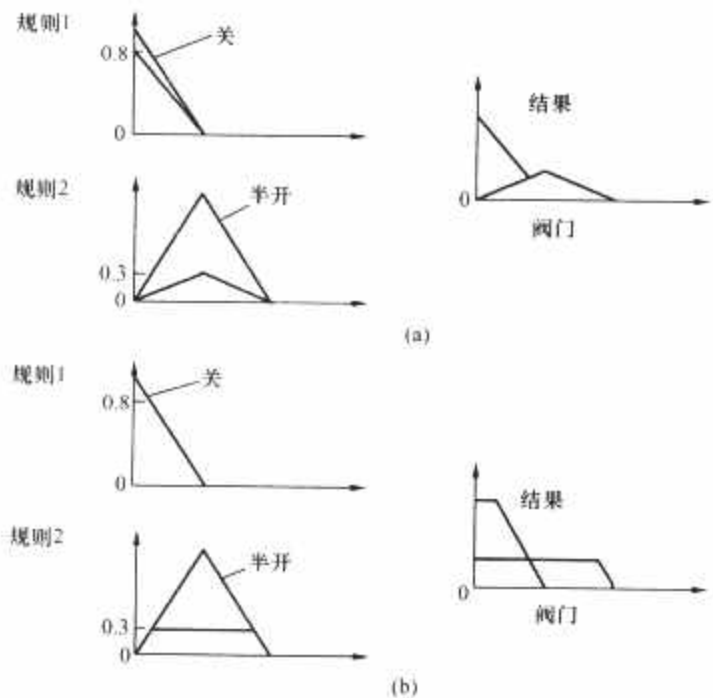


图 6.1-24 模糊逻辑的两种推理方法  
(a) 最大—乘积推理法; (b) 最大—最小推理法

### 3.3.5 逆模糊化(清晰化)

输出逆模糊化就是将语言表达的模糊量恢复到精确的数值,也就是根据输出模糊子集的隶属度计算出确定的数值。下面介绍三种常见的方法。

#### 3.3.5.1 最大隶属度法

这种方法就是选取模糊子集中隶属度最大的元素作为控制量。如果最大点有几个,则取它们的平均值作为控制输出的清晰值,称为最大平均法。

选择最大隶属度方法简单易行,算法实时性好,但它利用的信息量较少,会引起一定的不精确性。

在最大隶属度法中,有时还采用一些特殊的法则,有时采用所谓左边最大(LM)隶属度法,或者右边最大(RM)隶属度法。所谓左边最大隶属度法,实质就把几个最大隶属度中的最小元素为反模糊化后的精确值。而所谓右边最大隶属度法,实质就把几个最大隶属度中的最大元素为反模糊化后的精确值。

#### 3.3.5.2 取中位法

为了充分利用输出模糊集合所包含的信息,求出模糊集隶属函数曲线与横坐标之间的面积平分两等份的数。

这种方法综合地考虑了各个点上的情况,充分地利用了模糊子集提供的信息量,但是计算工作比较麻烦。另外,中位数法没有突出需要信息的作用,故而,中位数法虽然是较全面的反模糊化方法,但是在实际应用中并不普遍。

#### 3.3.5.3 加权平均法(重心法、力矩法)

(1) 普通加权平均法。其控制量 $u$ 的精确值可由输出的隶属度函数加权平均判决得到。

(2) 算术加权平均法。

## 3.4 模糊控制系统的结构

模糊控制是一种仿人思维的智能控制技术。图6.1-25所示的模糊控制系统,是一种最基本的模糊控制方式,又称为直接模糊控制方式。在实际应用中,人们为了更好地发挥模糊控制的作用或者改变模糊控制的功能,提出了多种改进的模糊控制器,下面分别简要介绍由PID模糊控制器组成的模糊控制系统的结构。

在工业控制中,PID(比例、积分、微分)控制仍是基本的和应用得最为普遍的控制方法。

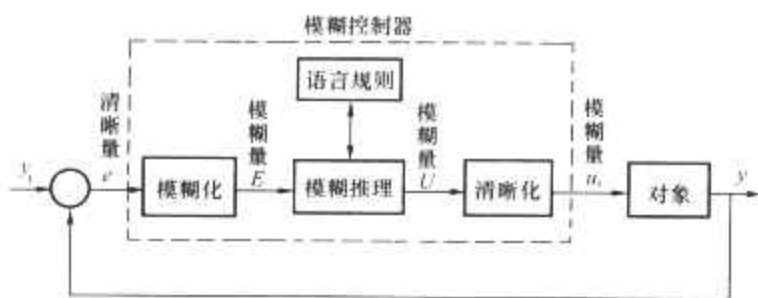


图 6.1-25 模糊控制系统

PID 参数整定，就是根据被控特性和所希望的控制性能要求决定  $K_P$ 、 $T_I$ 、 $T_D$  三个参数。对于一般的工业生产过程，要获得较为精确的数学模型是很困难的，最早用实验的方法来整定 PID 参数的方法是 ZN 法（Ziegler and Nichols）。ZN 法有两种方式，一是根据控制对象的开环阶跃响应来决定，另一是根据只含比例控制的闭环特性来决定。如果用模糊逻辑来整定 PID 控制算法中的参数，由模糊推理得到的结果就是 PID 参数的修正量（ $\Delta K_P$ 、 $\Delta T_I$ 、 $\Delta T_D$ ），参数自动校正关系为

$$\left. \begin{aligned} K_P^{(j+1)} &= K_P^{(j)} + \gamma^{(j)} \Delta K_P \\ T_I^{(j+1)} &= T_I^{(j)} + \gamma^{(j)} \Delta T_I \\ T_D^{(j+1)} &= T_D^{(j)} + \gamma^{(j)} \Delta T_D \end{aligned} \right\}$$

其中，上角标代表校正次数， $\gamma$  为校正速度量，随校正次数逐渐变小。

为达到所要求的控制性能，可选择 PID 参数校正模糊规则：

“IF  $x_1$  is  $A_i$ ,  $x_2$  is  $B_i$ ,  $x_3$  is  $C_i$ ,  $x_4$  is  $D_i$ ;

THEN  $\Delta K_P$  is  $E_i$ ,  $\Delta T_I$  is  $F_i$ ,  $\Delta T_D$  is  $G_i$ ” ( $i = 1, 2, \dots, n$ )

其中， $A_i$ ,  $B_i$ , ...,  $G_i$  分别为各变量的模糊集。

对于性能指标，通常可取  $x_1$  为超调量， $x_2$  为 50% 的响应时间， $x_3$  为上升时间， $x_4$  为稳态误差。图 6.1-26 为参数自调整 PID 模糊控制系统结构图。

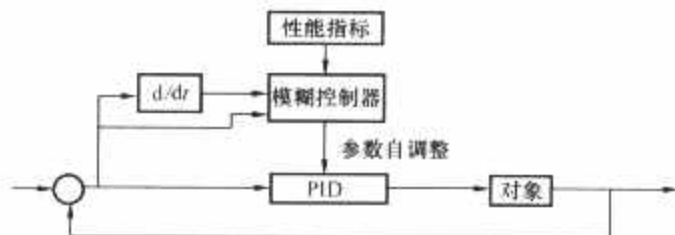


图 6.1-26 参数自调整 PID 模糊控制系统结构图

## 4 神经网络控制

基于人工神经网络的控制简称神经控制。神经网络是由大量人工神经元（处理单元）广泛互联而成的网络，它是在现代神经生物学和认识科学对人类信息处理研究的基础上提出来的，具有很强的自适应性和学习能力、非线性映射能力、鲁棒性和容错能力。充分地将这些神经网络特性应用于控制领域，可使控制系统的智能化向前迈进一大步。

随着被控系统越来越复杂，人们对控制系统的要求越来越高，特别是要求控制系统能适应不确定性、时变的对象与环境。传统的基于精确模型的控制方法难以适应要求，现在关于控制的概念也已更加广泛，它要求包括一些决策、规划以及学习功能。神经网络由于具有上述优点而越来越受到人们的重视。

### 4.1 人工神经网络的原理与模型

#### 4.1.1 神经网络简介

神经网络与传统的控制技术相比，它具有以下重要的特征和性质。

(1) 非线性。神经网络在理论上可以趋近任何非线性函数，人工神经网络比其他方法建模更经济。

(2) 平行分布处理。神经网络具有高度平行的结构，这使它本身可平行实现，比常规方法有更大程度的容错能力。神经网络的基本单元结构简单，并行连接的处理速度很快。

(3) 硬件实现。它不仅可以平行实现，而且许多制造厂家已经用专用的 VLSI 硬件来制作神经网络。这样，速度进一步提高，而且网络能实现的规模也明显增大。

(4) 学习和自适应性。利用系统过去的记录，可对网络进行训练。受适当训练的网络有能力泛化，也即当输入出现训练中未提供的数据时，网络也有能力进行辨识。神经网络也可以在线训练。

(5) 数据融合。网络可以同时对待性和定量的数据进行操作。在这方面，网络正好是传统工程系统（定量数据）和人工智能领域（符号数据）信息处理技术之间的桥梁。

(6) 多变量系统。神经网络自然地处理多输入信号，并具有许多输出，它们非常适合于多变量系统。

因此，用神经网络对复杂系统建模是很有前途的。

#### 4.1.2 生物神经网络原理

人脑大约包含  $10^{12}$  个神经元，分成约 1000 种类型，每个神经元与  $10^2 \sim 10^4$  个其他神经元相连接，形成极为错综复杂而又灵活多变的神经网络。每个神经元虽然都十分简单，但是如此大量的神经元之间、如此复杂的连接却可以演化出丰富多彩的行为方式。同时，如此大量的神经元与外部感受器之间的多种多样的连接方式也蕴涵了变化莫测的反应方式。

一个神经元结构的模型示意图如图 6.1-27 所示。

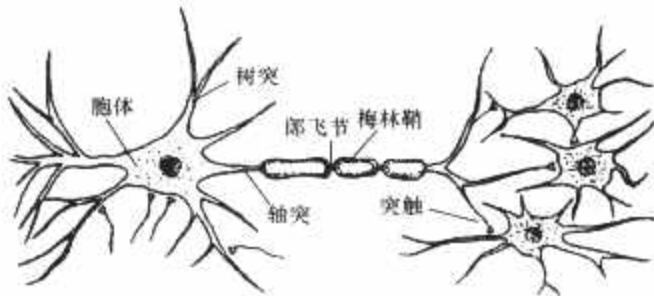


图 6.1-27 生物神经元结构模型示意图

由图 6.1-27 看出，神经元由胞体、树突和轴突构成。胞体是神经元的代谢中心，它本身又由细胞核、内质网和高尔基体组成。胞体一般生长有许多树状突起，称为树突，它是神经元的主要接受器。胞体还延伸出一条管状纤维组织，称为轴突。轴突外面可能包有一层厚的绝缘组织，称为髓鞘（梅林鞘），髓鞘规则地分为许多短段，段与段之间的部位称为郎飞节。

轴突的作用主要是传导信息，传导的方向是由轴突的起点传向末端。通常，轴突的末端分出许多末梢，它们同后一个神经元的树突构成一种称为突触的机构。其中，前一个神经元的轴突末梢称为突触的前膜，后一个神经元的树突称为突触的后膜；前膜与后膜之间的窄缝空间称为突触的间隙，前一个神经元的信息经其轴突传到末梢之后，通过突触对后面各个神经元产生影响。

从生物控制论的观点来看，神经元作为控制和信息处理的基本单元，具有下列一些重要的功能与特性：

(1) 时空整合功能。神经元对于不同时间通过同一突触传入的神经冲动，具有时间整合功能；对于同一时间通过不同突触传入的神经冲动，具有空间整合功能。两种功能相互



结合,具有时空整合的输入信息处理功能,所谓整合是指抑制和兴奋的受体电位或突触电位的代数和。

(2) 兴奋与抑制状态。神经元具有两种常规工作状态:兴奋——当传入冲动的时空整合结果,使细胞膜电位升高,超过被称为动作电位的阈值(约为40mV)时,细胞进入兴奋状态,产生神经冲动,由轴突输出;抑制——当传入冲动的时空整合结果,使膜电位下降至低于动作电位的阈值时,细胞进入抑制状态,无神经冲动输出,满足“0—1”律,即“兴奋—抑制”状态。

(3) 脉冲与电位转换。突触界面具有脉冲/电位信号转换功能。沿神经纤维传递的电脉冲为等幅、恒宽、编码(60~100mV)的离散脉冲信号,而细胞膜电位变化为连续的电位信号。在突触接口处进行“数/模”转换,是通过神经介质以量子化学方式实现(电脉冲—神经化学物质—膜电位)的变换过程。

(4) 神经纤维传导速度。神经冲动沿神经传导的速度在1~150m/s之间,因纤维的粗细、髓鞘的有无而有所不同。有髓鞘的粗纤维,其传导速度在100m/s以上;无髓鞘的细纤维,其传导速度可低至每秒数米。

(5) 突触延时和不反应期。突触对神经冲动的传递具有延时和不反应期。在相邻的两次冲动之间需要一个时间间隔,即为不反应期,在此期间对激励不响应,不能传递神经冲动。

(6) 学习、遗忘和疲劳。由于结构可塑性,突触的传递作用可增强、减弱和饱和,所以细胞具有相应的学习功能、遗忘或疲劳效应(饱和效应)。

随着脑科学和生物控制论研究的进展,人们对神经元的结构和功能有了进一步的了解,神经元并不是一简单的双稳态逻辑元件,而是超级的微型生物信息处理机或控制机单元。

#### 4.1.3 人工神经网络原理

人工神经元是对生物神经元的一种模拟与简化。它是神经网络的基本处理单元。图6.1-28显示了一种简化的人工神经元结构。

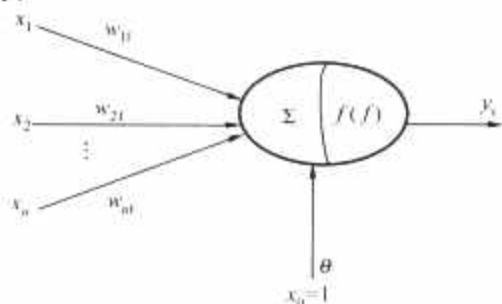


图 6.1-28 简化的人工神经元结构

人工神经元是一个多输入、单输出的非线性元件。其输入、输出关系可描述为

$$I_i = \sum_{j=1}^n w_{ji} x_j - \theta_i$$

$$y_i = f(I_i)$$

其中,  $x_j$  ( $j=1, 2, \dots, n$ ) 是从其他神经元传来的输入信号;  $w_{ji}$  表示从神经元  $j$  到神经元  $i$  的连接权值;  $\theta_i$  为阈值;  $f(\cdot)$  称为激发函数或作用函数。

输出激发函数  $f(\cdot)$  又称为变换函数,它决定神经元(节点)的输出,该输出为1或0,取决于其输入之和大于或小于内部阈值  $\theta_i$ 。 $f(\cdot)$  函数一般具有非线性特性。图6.1-29表示了几种常见的激发函数,分述如下。

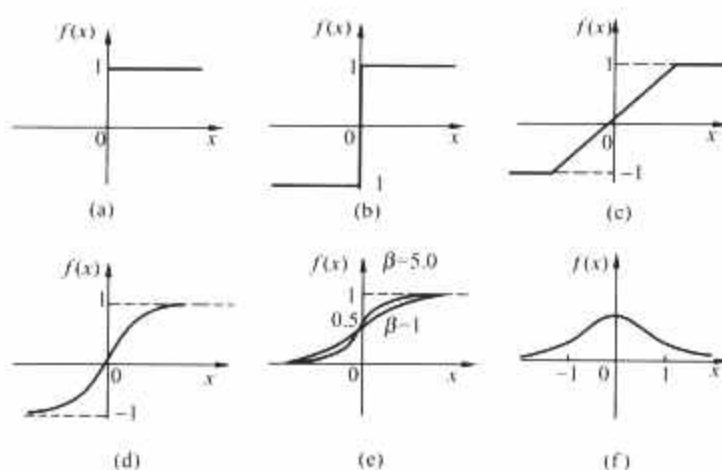


图 6.1-29 常见的激发函数

(a), (b) 阈值型函数; (c) 饱和型函数;

(d) 双曲函数; (e) S 型函数; (f) 高斯函数

(1) 阈值型函数。

当  $y_i$  取 0 或 1 时,  $f(x)$  为图 6.1-29 (a) 所示的阶跃函数。

$$f(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}$$

当  $y_i$  取  $\pm 1$  时,  $f(x)$  为图 6.1-29 (b) 所示的 sgn 函数(符号函数)。

$$\text{sgn}(x) = f(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ -1, & x < 0 \end{cases}$$

(2) 饱和型函数 [见图 6.1-29 (c)]。

$$f(x) = \begin{cases} 1, & x \geq \frac{1}{k} \\ kx, & -\frac{1}{k} \leq x < \frac{1}{k} \\ -1, & x < -\frac{1}{k} \end{cases}$$

(3) 双曲函数 [见图 6.1-29 (d)]。

$$f(x) = \tanh(x)$$

(4) S 型函数 [见图 6.1-29 (e)]。

神经元的状态与输入作用之间的关系是在  $(0, 1)$  内连续取值的单调可微函数,称为 Sigmoid 函数,简称 S 型函数。

当  $\beta$  趋于无穷时, S 型曲线趋于阶跃函数,通常情况下,  $\beta$  取值为 1。

$$f(x) = \frac{1}{1 + \exp(-\beta x)} \quad (\beta > 0)$$

(5) 高斯函数 [见图 6.1-29 (f)]。

在径向基函数构成的神经网络中,神经元的结构可用高斯函数描述。

$$f(x) = e^{-x^2/\sigma^2}$$

#### 4.1.4 人工神经网络模型

人工神经网络是以工程技术手段来模拟人脑神经网络的结构与特征的系统。我们利用人工神经元可以构成各种不同拓扑结构的神经网络,它是生物神经网络的一种模拟和近似。就神经网络的主要连接形式而言,目前已有数十种不同的神经网络模型,其中前馈型神经网络和反馈型神经网络是两种典型的结构模型。

##### 4.1.4.1 前馈型神经网络

前馈型神经网络,又称前向网络,如图 6.1-30 所示,神经元分层排列,有输入层、隐层(亦称中间层,可有若干层)和输出层,每一层的神经元只接受前一层神经元的输入。



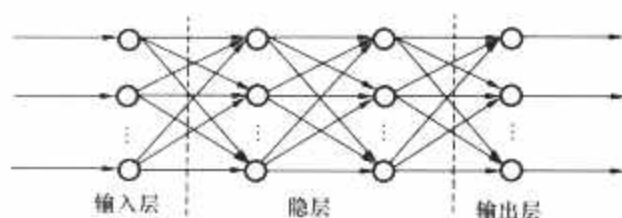


图 6.1-30 前馈型神经网络结构

从学习的观点来看，前馈网络是一种强有力的学习系统，其结构简单而易于编程；从系统的观点看，前馈网络是一静态非线性映射，通过简单非线性处理单元的复合映射，可获得复杂的非线性处理能力；但从计算的观点看，缺乏丰富的动力学行为。大部分前馈网络都是学习网络，它们的分类能力和模式识别能力一般都强于反馈网络，典型的前馈网络有感知器网络、BP 网络等。

#### 4.1.4.2 反馈型神经网络

反馈型神经网络的结构如图 6.1-31 所示。

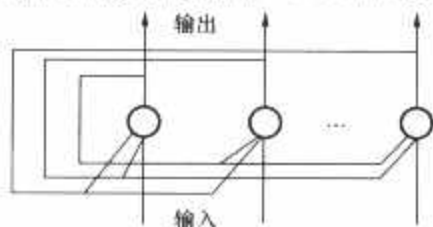


图 6.1-31 反馈型神经网络结构

若总节点（神经元）数为  $N$ ，则每个节点有  $N$  个输入和一个输出，也就是说，所有节点都是一样的，它们之间都可相互连接。

反馈神经网络是一种反馈动力学系统，它需要工作一段时间才能达到稳定。Hopfield 神经网络是反馈网络中最简单且应用广泛的模型，它具有联想记忆的功能，如果将 Lyapunov 函数定义为寻优函数，Hopfield 神经网络还可以用来解决快速寻优问题。

## 4.2 神经网络的学习

### 4.2.1 神经网络的学习方式

一个神经网络除了具有本身的拓扑结构外，还必须要有相应的学习规则，才具有智能特性，人工神经网络学习规则的根本点是通过各种方法来调整网络连接权值，以期让神经网络能够满足各种需求。

#### 4.2.1.1 有指导的学习

在这种学习方式中，网络将应有的输出与实际输出数据进行比较。网络经过一些训练数据组的计算后，最初随机设置的权值经过网络的调整，使得输出更接近实际的输出结果。所以学习过程的目的在于减小网络应有的输出与实际输出之间的误差。这是靠不断调整权值来实现的。

对于指导下学习的网络，网络在可以实际应用之前必须进行训练。训练的过程是用一组输入数据与相应的输出数据输入网络。网络根据这些数据来调整权值。这些数据组就称为训练数据组。在训练过程中，每输入一组数据，也同时告诉网络的输出应该是什么。网络经过训练后，若认为网络的输出与应有的输出间的误差达到了允许范围，权值就不再改动了。这时的网络可用新的数据去检验。

#### 4.2.1.2 没有指导的学习

在这种学习方式下，网络不靠外部的影响来调整权值。也就是说在网络训练过程中，只提供输入数据而无相应的输出数据。网络检查输入数据的规律或趋向，根据网络本身的功能进行调整，并不需要告诉网络这种调整是好还是坏。这

种没有指导进行学习的算法，强调一组组处理单元间的协作。如果输入信息使处理单元组的任何单元激活，则整个处理单元组的活性就增强。然后处理单元组将信息传送给下一层单元。处理单元间的这种活动就形成了学习的基础。

### 4.2.2 神经网络的学习规则

在神经网络发展过程中，新的学习规则不断出现。下面几种学习规则是比较常用的，其中最有名的是 Hebb 规则，使用最为广泛的是 Delta 规则。

#### 4.2.2.1 Hebb 规则

它可以简单归纳为：如果处理单元从另一个处理单元接受到一个输入，并且如果两个单元都处于高度活动状态，这时两单元间的连接权值就要被加强。

#### 4.2.2.2 Delta 规则

它是最常用的学习规则，其要点是改变单元间的连接权值来减小系统实际输出与应用的输出间的误差。这个规则也叫 Widrow-Hoff 学习规则，首先在 Adaline 模型中应用，也可称为最小均无差规则。在很多神经网络中，都采用了这种 Delta 规则。

#### 4.2.2.3 梯度下降规则

这是对减小实际输出和应有输出间误差方法的数学说明。其要点为在学习过程中，保持误差曲线的梯度下降。误差曲线可能会出现局部的最小值。在网络学习时，应尽可能摆脱误差的局部最小值，而达到真正的误差最小值。

#### 4.2.2.4 Kohonen 学习规则

这个规则是由 Teuvo Kohonen 在研究生物系统学习的基础上提出的，只用于没有指导下训练的网络。在学习过程中，处理单元竞争学习的机会。具有高的输出的单元是胜利者，有能力阻止它的竞争者并激发相邻的单元。只有胜利者才能有输出，也只有胜利者与其相邻单元可以调节权值。在训练周期内，相邻单元的规模是可变的。一般的方法是从定义较大的相邻单元开始，在训练过程中不断减小相邻的范围。胜利单元可定义为与输入模式最为接近的单元。Kohonen 网络可以模拟输入的分配。

#### 4.2.2.5 后传播学习方法

误差的后传播技术一般采用 Delta 规则。此过程涉及两步：首先是正反馈，当输入数据输入网络，网络从前往后计算每个单元的输出，将每个单元的输出与应用的输出进行比较，并计算误差；第二步是向后传播，从后向前重新计算误差，并修改权值。完成这两步后，才能输入新的数据。这种技术一般用在三层或四层网络。对于输出层，以知每个单元的实际输出和应有的输出，比较容易计算误差，技巧在于如何调节中间层单元的权值。

## 4.3 神经网络概况

### 4.3.1 BP 网络

多层前馈网络的反向传播学习算法，简称 BP 算法。它是有指导的学习。BP 算法解决了多层感知器的学习问题，促进了神经网络的发展。

典型的 BP 网络是三层前馈网络，即输入层、隐含层（也叫中间层）和输出层。各层之间实行全连接，如图 6.1-32 所示。

输入信号从输入层经隐含单元，传向输出层，在输出端产生输出信号，这是工作信号的正向传播。在信号的向前传递过程中网络的权值是固定不变的，每一层神经元的状态只影响下一层神经元的状态。如果在输出层不能得到期望的输出，则转入误差信号反向传播。

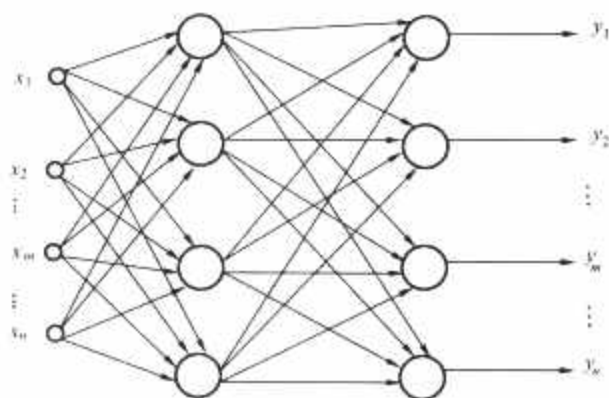


图 6.1-32 典型的 BP 网络模型结构

网络的实际输出与期望输出之间差值即为误差信号，误差信号由输出端开始逐层向前传播，这是误差信号的反向传播。在误差信号反向传播的过程中，网络的权值由误差反馈进行调节。通过权值的不断修正使网络的实际输出更接近期望输出。

#### 4.3.2 RBF 网络

径向基函数神经网络也称 RBF 神经网络。它是一种局部逼近的神经网络。其特点是，它对于输入空间的某个局部区域，只有少数几个连接权影响网络的输出，从而使局部逼近网络具有学习速度快的优点。RBF 网络的结构如图 6.1-33 所示。输入层节点是传播输入信号到隐含层，隐含层节点（称 RBF 节点）由高斯函数的作用函数构成。输出节点通常是简单的线性函数。

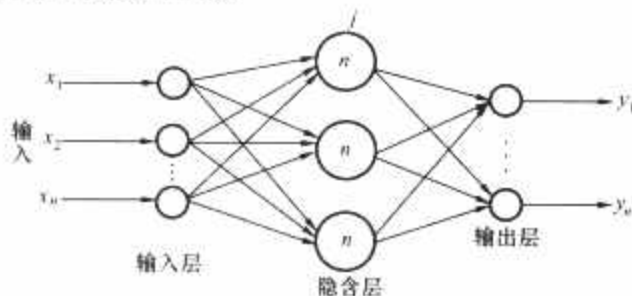


图 6.1-33 RBF 网络结构

RBF 网络的学习过程与 BP 网络的学习过程是类似的，两者的主要区别在于各使用不同的作用函数。BP 网络中隐含层节点使用的是 Sigmoid 函数，其值在输入空间中无限大的范围内为非零值，因而是一种全局逼近的神经网络；而 RBF 网络中的作用函数是高斯基函数，是局部的，因而是局部逼近的神经网络。

#### 4.3.3 Hopfield 网络

Hopfield 网络的拓扑结构是一种全连接加权无向图，可分为离散型和连续型两种类型。

1984 年 Hopfield 采用模拟电子线路实现了 Hopfield 网络，该网络中神经元的激励函数为连续函数，所以称为连续 Hopfield 网络。连续型 Hopfield 网络结构如图 6.1-34 所示，它是单层反馈型非线性网络，每个节点的输出均反馈至节点的输入。Hopfield 用模拟电路（电阻、电容和运算放大器）实现了网络的神经元（节点）。

网络的输入、输出均为模拟量，各神经元采用并行（同步）工作方式。利用这一特征 Hopfield 将该网络应用于优化问题的求解上，并成功地解决了旅行商（TSP）优化问题。

#### 4.3.4 Boltzmann 机网络

该网络是一个相互连接的神经网络模型（简称 BM 网络或 BM），具有对称的连接权系数，即  $w_{ij} = w_{ji}$ ，且  $w_{ii} = 0$ 。网络由可见单元和隐单元构成。可见单元由输入、输出部分组成。每个单元节点只取 1 或 0 两种状态。1 代表接通或接

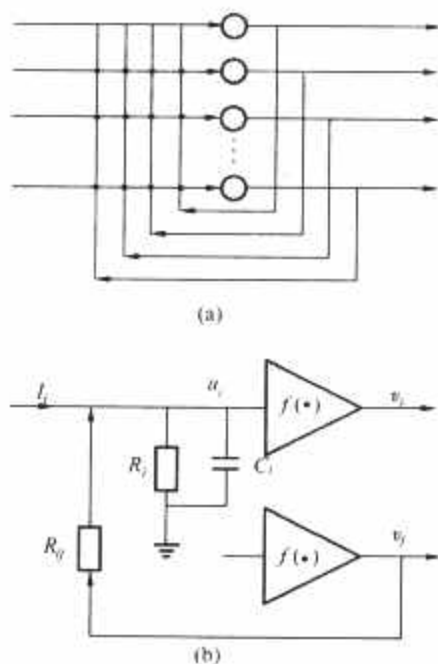


图 6.1-34 连续型 Hopfield 网络结构

受，0 表示断开或拒绝。图 6.1-35 是一个用于分类问题的 Boltzmann 机网络结构图，是一个不含隐单元的例子，其中  $u_i$  代表输入单元， $u_0$  代表输出单元。

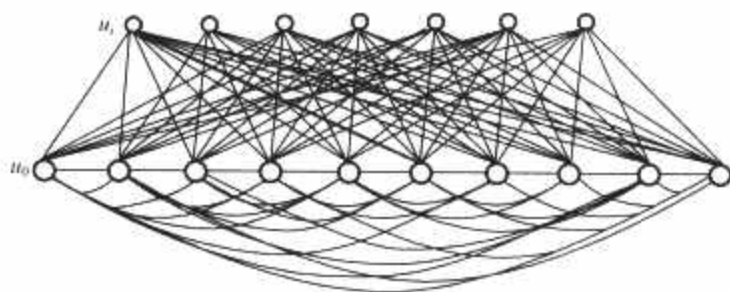


图 6.1-35 Boltzmann 机网络结构

#### 4.3.5 GMDH 网络

GMDH 模型应用于非线性系统的建模和控制中，如超声速飞机的控制系统，电力系统的负荷预测等。因为 GMDH 模型具有前向网络的结构，因此人们把它作为前向网络的一种，称之为多项式网络。

图 6.1-36 所示的是一典型的 GMDH 网络结构，它由 4 个输入和单输出构成。

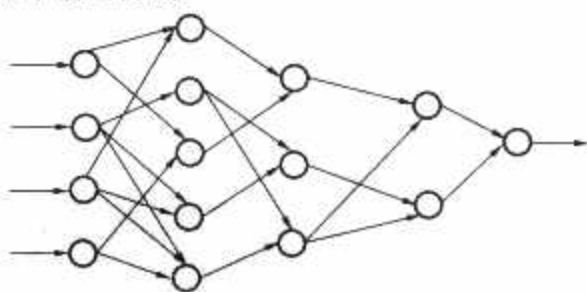


图 6.1-36 典型的 GMDH 网络结构

### 4.4 神经网络控制系统的结构

神经网络控制系统是指采用神经网络作为主要工具进行系统设计及实现的控制系统。近年来，神经网络控制系统的研究工作发展很快，出现了大量基于神经网络的控制结构及控制方法，几乎覆盖了控制领域的所有研究分支。从神经网络在传统控制结构中所起的作用来看，基本上有三种应用方式：充当被控对象的模型、用作控制器、用作过程参数或某些非线性函数的在线估计器。

#### 4.4.1 直接自校正控制

神经网络先离线学习被控对象的逆动力学，然后作对象的前馈控制器，并在线继续学习逆动力学。这种方法的思想

是：如果神经网络充分逼近对象的逆动力学，则从神经网络的输入端至对象的输出端的传递函数近似为 1。图 6.1-37 的结构研究的是机器人的控制问题。图中 NN1 和 NN2 是两个拓扑结构完全相同的神经网络，采用相同的学习算法以使 NN2 的输出与过程输入  $u$  的偏差  $e$  的二次型达到最小。

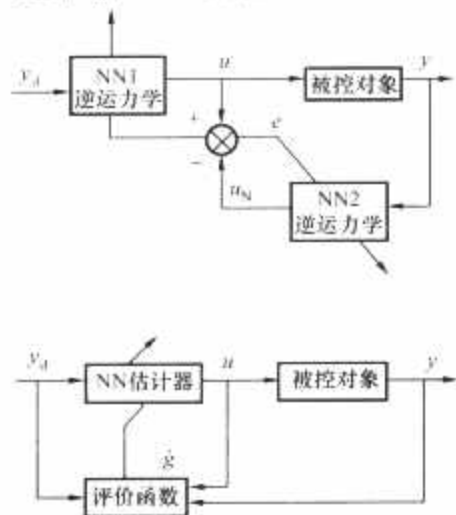


图 6.1-37 神经网络直接自校正控制

4.4.2 间接自校正控制

自校正调节器的目的是在被控系统参数化的情况下，自

动调整控制器参数，消除扰动的影响，以保证系统的性能指标。在这种控制方式中，神经网络用作过程参数或某些非线性函数的在线估计器。图 6.1-38 所示的是一种间接自校正控制的方案。

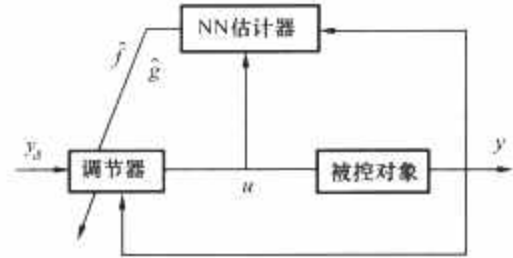


图 6.1-38 神经网络间接自校正控制

系统模型为

$$y_{k+1} = f(y_k) + g(y_k)u_k$$

神经网络对非线性函数  $f(y_k)$  和  $g(y_k)$  进行学习，然后进入控制系统，在线计算估计值  $\hat{f}(y_k)$  和  $\hat{g}(y_k)$ ，控制律为

$$u_k = [d_{k+1} - \hat{f}(y_k)] / \hat{g}(y_k)$$

式中： $d_{k+1}$  为期望输出值。



## 第2章 锅炉自动控制系统

锅炉自动控制系统的任务是根据机组的负荷要求,向汽轮机提供足够的、在规定的温度和压力范围之内的合格蒸汽,同时保证锅炉安全经济运行。锅炉自动控制系统是单元机组协调控制系统的基础级控制系统,是实现单元机组协调控制的必要条件。

锅炉分为汽包锅炉和直流锅炉两种类型。它们的控制任务基本相同。汽包锅炉由于具有较大的中间存储空间,锅炉的蒸发段和受热段分开,蒸发量主要取决于燃烧率,所以可以将汽包锅炉的自动控制系统分为给水控制系统、汽温控制系统以及燃烧控制系统三个相对独立的控制系统。但是在直流锅炉中,给水变成过热蒸汽是一次完成的,中间没有明确的界限,任何输入量的变化都会引起各输出量的变化,各系统有较强的相互关联,控制系统是一个多输入、多输出的控制系统。

### 1 汽包锅炉给水控制系统

#### 1.1 给水控制系统的任务与调节手段

##### 1.1.1 给水控制系统的任务

锅炉给水控制系统的任务是使给水量与锅炉的蒸发量相平衡,同时维持汽包水位在规定的范围之内。汽包水位是锅炉运行中的一个重要监控参数,反映了锅炉蒸发量与给水量之间的平衡关系。维持汽包水位在一定范围内是保证锅炉和汽轮机安全运行的必要条件。当汽包水位过高时,出口蒸汽带水过多,使过热器结垢而烧坏,严重时甚至会导致汽轮机进水;当水位过低时,会破坏锅炉的水循环,甚至引起爆管。

随着锅炉容量的增大和参数的提高,汽包容积相对缩小,而蒸发受热面的热负荷显著提高,加快了负荷变化时水位变化的速度。同时大容量锅炉要求实现给水全程控制,即在锅炉启动时就投入给水自动,从而对给水控制提出了更高的要求。

##### 1.1.2 给水控制系统的调节手段

以往中小型火电机组锅炉给水泵均采用定速泵,通过改变给水调节阀的开度来控制给水流量,称为给水流量的节流调节方式。这时,当给水泵出口流量低时,为避免水泵的不安全运行状态,需设计给水泵最小流量控制,这个最小流量一般是通过打开给水泵出口至除氧器的再循环管道的阀门实现。采用节流方式,方法简单可靠,缺点是节流损失大,增加泵消耗的功率,同时调节阀在很高的压力下工作,容易磨损和损坏。另外,由于定速泵启动扭矩大,配置的电动机容量比给水泵的额定容量大的多,经济性相对较差。

现在大型火电机组广泛采用变速泵,通过改变给水泵的转速来改变给水流量。变速泵又分为电动变速泵和汽动变速泵。电动变速泵的驱动电动机经液力联轴器与水泵相连接,通过改变液力联轴器中勺管的径向行程,改变联轴器的工作油量,实现给水泵转速的改变。汽动给水泵由小汽轮机直接驱动,通过控制小汽轮机的进汽量,改变汽动泵的转速。汽动给水泵可直接将蒸汽的热能转变为机械能,有较高的效率,但由于驱动小汽轮机的蒸汽一般采用主汽轮机的高压缸抽汽,在机组启动过程中和低负荷时,汽轮机高压缸的抽汽

汽压太低,无法维持汽动泵运行,因此采用汽动给水泵的系统一般都配有一定容量的电动泵,作为机组启停和低负荷时使用以及汽动泵故障时的备用泵。

#### 1.2 给水控制系统的类型和整定方法

给水控制系统主要有两种类型:单冲量给水控制系统和串级三冲量控制系统。

##### 1.2.1 单冲量给水控制系统

单冲量给水控制系统如图 6.2-1 所示。系统只接受水位作为调节信号,广泛用于小型锅炉中。对于大中型锅炉而言,在启动初期和低负荷阶段,由于蒸汽流量与给水流量的测量误差相对较大,也采用单冲量控制。

单冲量给水控制系统按一般单回路调节器整定,通常设置水位调节过程的衰减率为 0.9~1.0。

##### 1.2.2 串级三冲量控制系统

串级三冲量控制系统如图 6.2-2 所示。

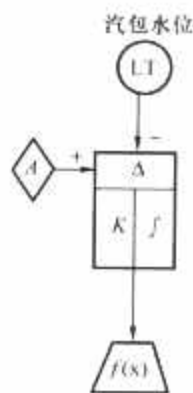


图 6.2-1 单冲量给水控制系统

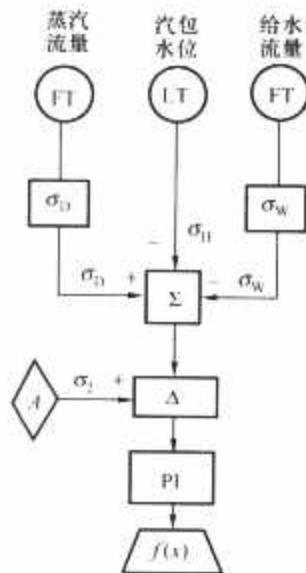


图 6.2-2 串级三冲量给水控制系统

主调节器采用 PI 调节器以保证水位无静差,有时候为适应快速调峰运行也会设置成 PID 调节器;主调节器的输出与蒸汽流量、给水流量一起作用到副调节器上,副调节器可设置成 PI 或者 P 调节器,快速响应主调节器的控制要求,抑制给水流量的自发扰动和适应蒸汽流量的变化。这时候蒸汽流量强度系数可以根据锅炉虚假水位的严重程度来确定,使得在负荷变化时可以采取更强的前馈作用来抑制虚假水位,获得更好的调节品质。这也是目前普遍采用的设计方法。

串级三冲量给水控制系统的整定步骤如下:

(1) 副调节器参数。将主调节器切至手动,手动改变其输出一定值(10%~20%),给水流量应迅速跟踪上,使得副回路成为一个快速随动系统,并具有快速消除内扰、跟踪蒸汽流量的能力。

(2) 计算主调节器的比例带和积分时间。

(3) 将主调节器投入运行,改变水位设定值,反复进行

扰动试验,要求水位调节过程的衰减率为0.9~1.0。

(4) 根据运行中虚假水位现象的严重程度,设定蒸汽流量信号强度系数。通常是虚假水位现象较严重时,蒸汽流量信号强度也较大。有时候,也会根据实际情况决定是否重新调整给水流量信号强度。须注意当调整给水流量信号强度之后,需要重新整定副调节器和主调节器的参数。

(5) 进行机组变负荷扰动试验,要求机组负荷稳定时,水位变化在10~20mm范围内;机组负荷变化过程中,水位控制在规程允许的范围之内。

### 1.3 给水全程控制系统

在锅炉启停及正常运行中均能实现自动控制的给水控制系统称为给水全程控制系统。要实现全程给水控制,必须考虑解决以下几个问题。

(1) 测量信号的修正。在锅炉启停和正常运行过程中,工质参数的变化范围很大,影响对汽包水位、蒸汽流量和给水流量的测量信号的准确性,必须进行修正。

(2) 给水控制系统结构的切换。低负荷时,蒸汽流量与给水流量的测量误差大,一般采用单冲量控制系统;达到一定负荷后切换至三冲量调节系统。

(3) 调节机构的切换。低负荷时一般采用旁路给水门节流调节;达到一定负荷时关闭旁路给水门,全开主给水门,采用电动给水泵或者汽动给水泵变速调节。

(4) 泵的最小流量和最大流量保护。

给水全程控制系统必须结合给水系统进行设计。例如在某些情况下,低负荷时电动给水泵用于维持旁路给水门前后差压的控制。

#### 1.3.1 测量信号的校正

##### 1.3.1.1 汽包水位的校正

汽包水位通常利用压差原理测量。单室平衡容器取样装置的汽包水位测量原理如图6.2-3所示,水位的表达式为

$$H = \frac{L(\rho_c - \rho_s)g - \Delta p}{(\rho_w - \rho_s)g} \quad (6.2-1)$$

式中:  $\Delta p$  为输入差压变送器的差压;  $\rho_w$  为饱和水的密度;  $\rho_s$  为饱和汽的密度;  $\rho_c$  为平衡容器内汽水密度;  $L$  为汽水连通管之间的垂直距离。

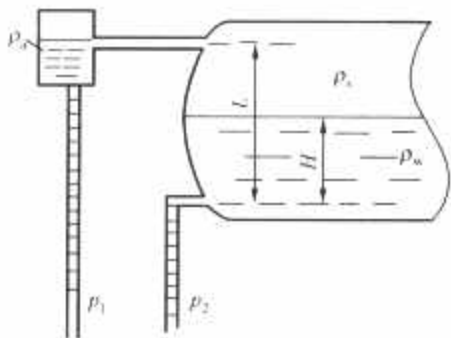


图 6.2-3 汽包水位测量原理

##### 1.3.1.2 蒸汽流量的校正

(1) 采用标准节流装置测量过热蒸汽流量。在小容量锅炉中往往采用标准节流装置测量过热蒸汽流量,这时蒸汽流量与节流装置输出的差压信号之间的关系为

$$D = K \sqrt{\Delta p \rho g} \quad (6.2-2)$$

式中:  $\Delta p$  为节流元件输出差压;  $K$  为节流元件流量系数。

(2) 利用汽轮机调节级后压力或机组压力差测量主蒸汽流量。采用汽轮机调节级后压力测量主蒸汽流量的基本理论公式是弗留格尔公式,为

$$q = K \frac{p_1}{T_1} \quad (6.2-3)$$

式中:  $q$  为蒸汽流量;  $K$  为当量比例系数,由汽轮机类型和设计工况确定;  $p_1$ 、 $T_1$  分别为调节级后压力和温度。

式(6.2-3)成立的条件是:调节级后通流面积不变,在调节级后各通流部分的汽压均比例于蒸汽流量;在不同流量条件下,流动过程相同,即多变指数相同,通流部分效率相同。

在实际运行中汽轮机不能完全满足上述条件,同时也不易直接测量调节级后汽温,即使测得也不能代表调节级后的平均汽温,因此一般采用主蒸汽参数相关的量推算级后温度。通常采用调节级后压力测量主蒸汽流量的方案。

##### 1.3.1.3 给水流量的校正

计算结果表明,当给水温度为100℃不变,压力在0.196~19.6MPa范围内变化时,给水流量的测量误差是0.47%;当给水压力为19.6MPa不变,给水温度在100~290℃范围内变化时,给水流量的测量误差为13%。因此通常对给水流量测量信号设计温度校正,其回路如图6.2-4所示。

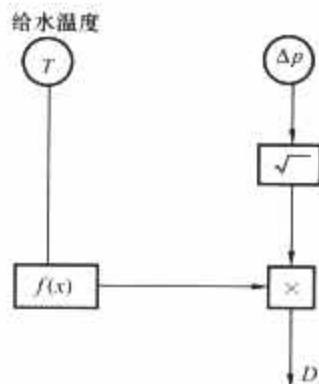


图 6.2-4 给水流量温度校正

#### 1.3.2 给水全程控制系统方案

汽包锅炉的给水全程控制系统有多种方案,具体方案的选择要根据机组的容量、热力系统、给水泵的配置及所要求的自动化水平而定。

##### 1.3.2.1 启动给水泵采用定速泵的给水全程控制系统

300MW 机组给水系统配有两台50%容量的汽动给水泵和一台30%的电动给水泵,电动给水泵出水管路设有调节阀。在正常运行工况下,通过调节汽动给水泵转速控制进入锅炉的给水流量。在启动、停止和事故运行工况下,采用调节电动给水泵出水路上的调节阀控制给水流量。在电动给水泵和汽动给水泵相互切换的过渡运行工况,三台水泵可同步调节给水流量。如图6.2-5所示。

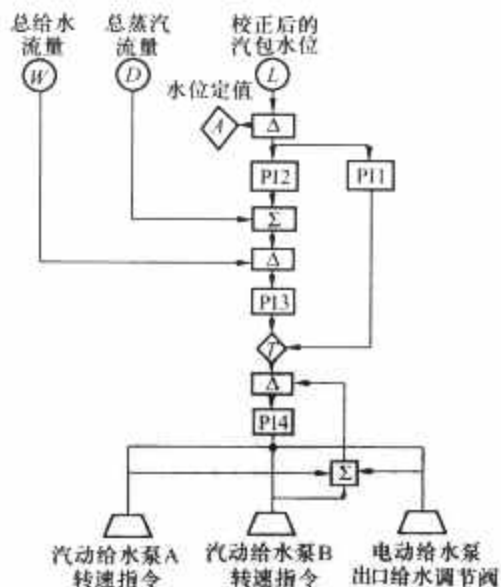


图 6.2-5 全程给水控制系统一

给水控制系统设计成单冲量/三冲量控制系统,在最下一层设计了一个变增益调节器 PI4,以保证在投入自动的给水泵台数发生变化时,系统总增益保持不变。机组启动时,先由单冲量调节器 PI1 控制电动给水泵出口给水调节阀,当负荷大于25%时,汽动给水泵启动,系统切换到三冲量控制 PI2/PI3,电动给水泵与汽动给水泵并列运行,随着负荷上升,电动给水泵负荷逐渐转移到汽动给水泵,当主机负荷达到30%~35%时,第二台汽动给水泵启动。两台汽动给水泵都投入正常运行后,电动给水泵停运,转入备用。机组正常



停运时,当负荷降到50%~40%时,停止一台汽动给水泵,负荷降到30%左右时,启动电动给水泵,逐渐将汽动给水泵负荷转移到电动给水泵,负荷降低到20%左右时,系统切成单冲量控制。在每台泵的操作回路设计有偏置平衡调整功能,通过各自的偏置设定器调整它们之间的负荷分配。

每台泵都设有最小流量控制回路,当流量低于泵安全运行允许的最小流量时,自动打开再循环门或者闭锁输出指令进一步减小。

在工程设计中还有这种情况,为了提高给水调节的精度,在电动给水泵出口采用两只并联的调节阀,通流能力大的为主阀,小的为旁路阀,启动时调节器控制旁路阀,当旁路阀开度达到一定值时,切换到主阀进行控制。在两个阀门切换的过程中,需尽可能减小对给水流量的扰动。

### 1.3.2.2 启动给水泵采用变速泵的给水全程控制系统

600MW火电机组,给水系统配有两台60%容量汽动给水泵,一台35%容量电动给水泵,电动给水泵出口管路设有调节阀。控制系统如图6.2-6所示。

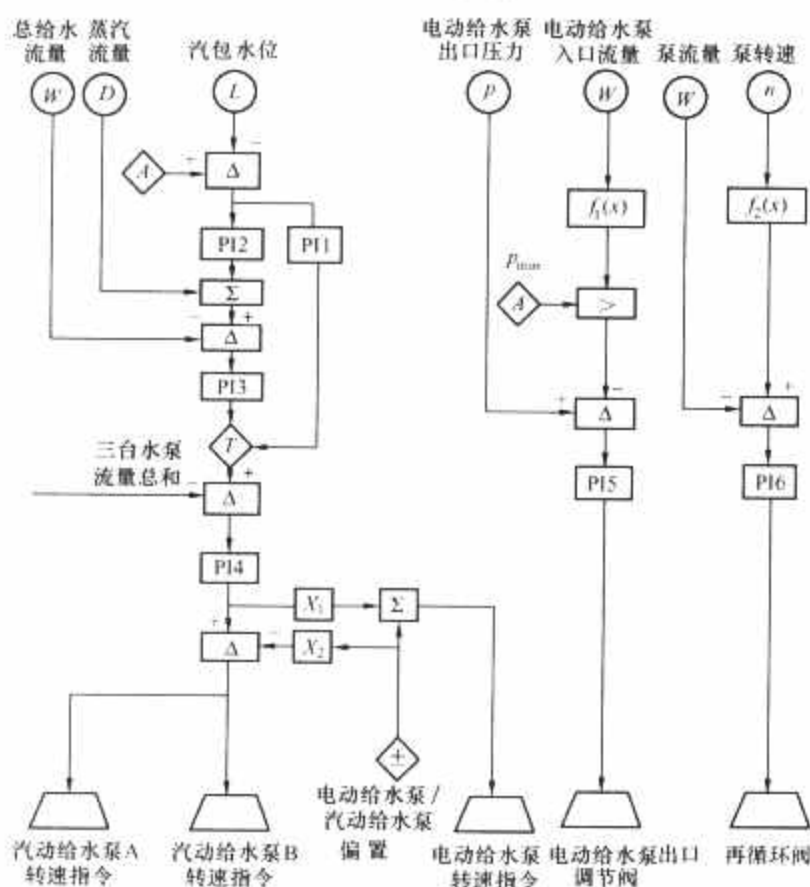


图 6.2-6 全程给水控制系统二

在机组启动阶段,先用单冲量调节器调节电动给水泵转速控制汽包水位;当负荷大于25%时,切换至三冲量串级控制。设有电动给水泵汽动给水泵偏置设定器,以调整电动给水泵与汽动给水泵之间的负荷分配。电动给水泵出口压力由电动给水泵出口调节阀调节,当电动给水泵出口压力低于电动给水泵流量对应最低压力或电动给水泵允许的最低出口压力时,关小调节阀。另外只有在出口压力控制系统投自动后才允许电动给水泵开关投自动。

每台泵都设计有最小流量再循环控制系统,当流量低于对应泵转速的最小流量时,打开再循环阀,保证工作点落在泵的上限特性曲线左边。

## 2 汽包锅炉蒸汽温度自动控制系统

### 2.1 过热汽温自动控制系统

#### 2.1.1 过热汽温自动控制系统的任务

过热汽温自动控制系统的任务是维持过热汽出口汽温即

主蒸汽温度在允许范围内,同时对过热器实现保护,使管壁金属温度不超过允许的工作范围。

#### 2.1.2 过热汽温控制对象的静态和动态特性

影响过热汽温的因素很多,有些是设计问题,也有些是运行问题。

##### 2.1.2.1 静态特性

(1) 锅炉负荷与过热汽温的关系。锅炉负荷增加时,炉膛中燃烧的燃料增加,但是炉膛中的最高温度没有多大变动,炉膛辐射放热量相对变化不大,使得炉膛出口烟温增高。这说明负荷增加时,每千克燃料的辐射放热百分率减小;而在炉膛后的对流换热区中,由于烟温和烟速的提高,每千克燃料的对流放热百分率将增大。因此,对于对流式过热器来说,当锅炉的负荷增加时,出口汽温的稳态值升高;辐射式过热器则相反,当锅炉负荷增加时,出口汽温的稳态值降低。两种过热器的串联配合,可以取得较平均的汽温特性。但是从总体效果来说,在负荷范围内过热器出口的汽温随着负荷的增加而有所升高。

(2) 过量空气系数与过热汽温的静态关系。过剩空气量改变时,燃烧生成的烟气量也改变,因此所有对流受热面所吸收的热量也随之改变,而且对离炉膛出口较远的受热面影响显著。目前多数情况下锅炉设计成以对流吸热为主,因此,当增大过量空气系数时,将使过热汽温上升。

(3) 给水温度与汽温的关系。提高给水温度,将使得过热汽温下降。这是因为产生每千克蒸汽所需的燃料量减少了,流经过热器的烟气量也减少了。因此,是否投入高加会对过热汽温有明显影响。

(4) 燃烧器的运行方式与过热汽温的静态关系。在炉膛内投入高度不同的燃烧器,或者改变燃烧器倾角会影响炉内温度分布和炉膛出口烟温,因而也会影响过热汽温。一般来讲,火焰中心相对提高时,过热汽温升高。

(5) 进入过热器的蒸汽的热焓与过热汽温的静态关系。一定压力下,过热器入口蒸汽焓值增加,将使得出口汽温增加。采用喷水减温时,喷水量增加,进入过热器的蒸汽焓降低,过热汽温下降。相同负荷下,当锅炉汽包压力较低时,进入过热器蒸汽的饱和蒸汽焓值比较高压力下的饱和蒸汽的焓值要高,但从汽包产生的饱和蒸汽量却减少了,所以出口主蒸汽温度将增加。

(6) 其他因素与过热汽温的静态关系。

1) 受热面清洁程度。过热器之前的受热面发生积灰或结垢时,进入过热器的烟温升高,将使过热汽温上升;而过热器本身积灰或结垢时,将使过热汽温下降。

2) 饱和蒸汽用量。当锅炉的吹灰器或其他辅机使用饱和蒸汽时,为了供应饱和蒸汽就需要增加燃料,将使过热汽温上升。

3) 排污量。排污对过热汽温的影响和使用饱和蒸汽一样,但是由于排污的焓值较低,影响相对较小。

4) 燃料性质对过热汽温的影响。当由煤粉改燃油时,由于炉膛内的辐射吸热百分比增大,过热汽温将降低。

5) 尾部烟道中再热汽温控制挡板位置对过热汽温有较大影响。当关小再热器烟道挡板时,相应地要开大过热器烟道挡板,从而将使得过热汽温升高。

##### 2.1.2.2 动态特性

如前所述,影响过热汽温的因素很多,但是其中锅炉输入热量和过热器入口蒸汽焓或入口汽温是两个最主要的扰动。在各种扰动下汽温对象动态特性都有一定的迟延和惯性,典型的汽温阶跃响应曲线如图6.2-7所示。



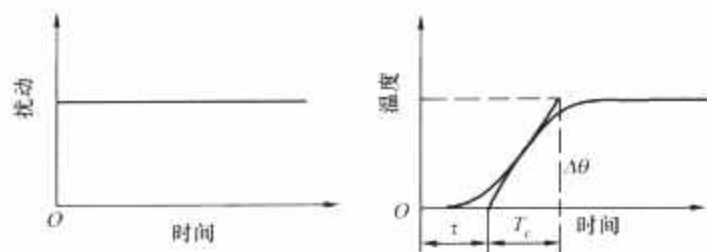


图 6.2-7 典型的汽温阶跃响应曲线

目前广泛采用的方法是喷水减温。对于维持汽温这一要求而言，汽温对象在控制作用下动态特性的延迟和时间常数还是太大，如果只根据汽温偏差来改变减温水量往往不能有效地控制汽温偏差，所以在设计汽温控制系统时，应充分地考虑影响汽温的各种因素及其影响，以便设计出合理且可行的具有良好控制品质的过热汽温控制系统。

### 2.1.3 过热汽温控制系统典型方案

过热汽温控制对象的结构如图 6.2-8 所示。

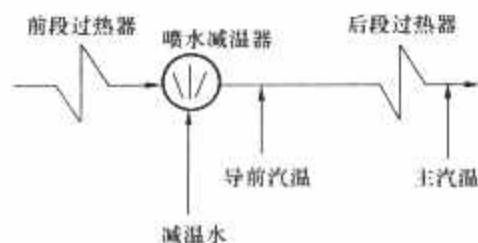


图 6.2-8 过热汽温典型对象示意图

#### 2.1.3.1 串级汽温控制方案

采用喷水减温的串级汽温控制系统方案应用最为广泛。串级汽温控制方案如图 6.2-9 所示。

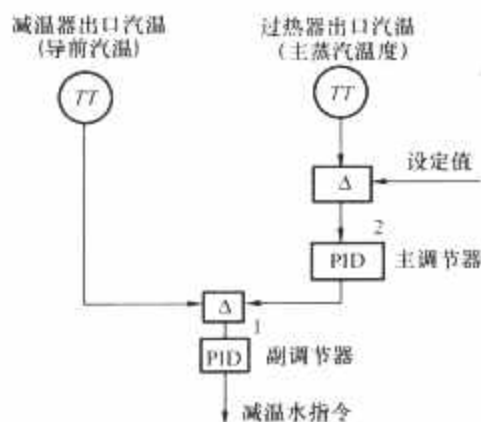


图 6.2-9 串级汽温控制

采用减温器出口的蒸汽温度作为导前信号，在有关扰动下，尤其是减温水流量扰动时，减温器出口处的汽温要比过热器出口处的汽温提前反映扰动作用，从而可以及时地调整减温水量。因此，采用导前汽温信号构成串级汽温控制系统可以改善汽温控制的品质。

在串级汽温控制系统中，副调节器的作用是快速消除落在内回路内的扰动影响，要求控制过程的持续时间较短，但不要求无偏差，故可选用 P 或 PI 调节器。主调节器的任务是维持主蒸汽温度为设定值，由于主蒸汽温度延迟较大，一般采用 PID 调节器。

#### 2.1.3.2 采用导前微分信号的汽温控制系统

为改进控制效果可将导前信号的微分叠加在出口汽温。如果不加入这个导前微分信号，控制系统就是一个只根据主蒸汽温度进行控制的单回路控制系统。加入这个导前信号后，由于它能迅速反映扰动影响，所以能有效地克服扰动对主蒸汽温度的影响。在动态过程中，PID 调节器根据导前信号的微分信号和主蒸汽温度信号动作，但在稳态时，导前信

号稳定不变，其微分输出为零，因此控制系统无静差。

#### 2.1.3.3 应用状态变量观测器的过热汽温自动控制系统

如前所述，过热汽温是一个迟延和惯性较大的控制对象。应用对象的状态变量作为反馈信号，能有效地提高控制性能。

从减温器出口到过热器出口的动态特性可用多阶惯性环节来表示，它有  $n$  个状态变量，原则上可以根据进口和出口实测信号估计出这  $n$  个状态变量，把这些状态变量作为控制作用的反馈信号，并用积分调节器来保证稳态时对过热汽温消除静差。采用状态变量观测器的过热汽温控制如图 6.2-10 所示。

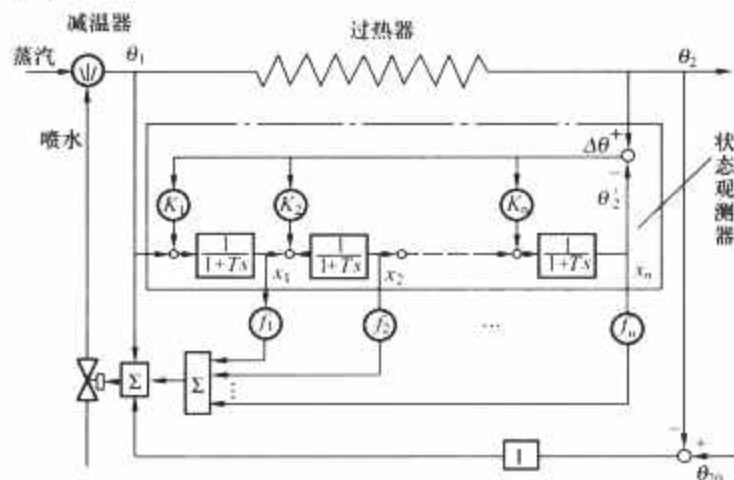


图 6.2-10 采用状态变量观测器的过热汽温控制

I—积分调节器； $K$ —状态观测器的调整参数（增益）；

$x_n$ —估计出的各种状态变量； $f_n$ —状态变量的可调参数（控制增益）； $\Sigma$ —加法器

图 6.2-10 中， $K$  是观测器的增益，应适当取较大数值，使得状态观测器的输出能够较快跟随实际过热汽温； $f$  是控制增益，应适当整定以获得较好的控制性能；积分调节器的目的是最终消除稳态误差，积分作用可以缓慢进行校正。

#### 2.1.3.4 过热汽温分段控制系统

为了降低汽温控制的难度，对于过热蒸汽管道较长的大型锅炉，可以采用两段甚至三段控制的方案，即将整个过热器分成若干段，每段分别设置减温器，分别控制各段的汽温，并维持主蒸汽温度为给定的值。

(1) 分别设置独立的定值控制系统。这时候，每一级减温水控制可采用独立的控制策略。第一级减温水将二段过热器出口汽温控制在某个定值；第二级减温水将三段过热器出口汽温控制在设定值；依次类推。这种系统称为分段定值控制系统。分成多级减温后，每一级的控制对象的迟延和惯性都减小了，因而有条件改善控制品质。

(2) 按温差控制的分段控制系统。由于具有辐射特性的屏式过热器与高温对流过热器随负荷变化的汽温静态特性方向相反，在负荷发生变化后，在稳态时两级减温水中的一级将减少减温水流量，而另一级将增加，从而导致两级减温水流量分配不均。解决这一问题的方法之一是采用温差控制方案。

在温差控制方案中，二级减温水的控制仍然采用串级控制，用于维持主蒸汽温度；而一级减温水则根据二级减温器的前后温差进行控制。该温差的设定值为负荷的函数。当负荷增加时，该设定值减少，这意味着一级减温水流量将增加；反之，一级减温水流量减小。这样可使得一级和二级减温水流量在不同负荷下都可以做到均匀分配。

#### 2.1.3.5 利用焓值的汽温控制方法

通过较为准确的计算，确定末端过热器入口处应具有

温度值,使得过热蒸汽在这一温度值的基础上,经过末段过热器吸热后,其出口汽温正好达到或接近所要求的定值。若仍有偏差,再由主调节器来消除。利用焓值的汽温控制方法如图 6.2-11 所示。

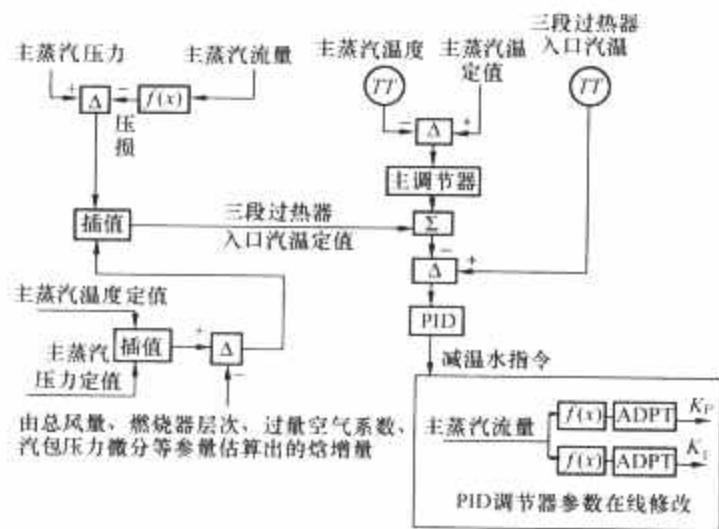


图 6.2-11 利用焓值的汽温控制方法

该串级控制系统的负调节器除了克服减温水扰动外,还根据一个经过较准确估算的入口汽温定值来控制减温水量,实际上这是一个建立在串级控制系统基础之上的前馈反馈控制方法。

实现这一思想的关键是末端过热器入口汽温定值的估算。根据蒸汽特性,某一状态下的蒸汽温度可由焓值和压力两个参数求出。在这里,末端过热器入口压力等于出口处的主蒸汽压力加上蒸汽通过过热器的压力损失,而入口焓值则是出口焓值减去蒸汽流经末端过热器的焓增量。有了这两个参数就可根据蒸汽图表查出入口汽温定值。不难看出,问题的关键是对焓增量的估计。在这里,对影响焓增量的几种因素作如下分析:

(1) 流经末端过热器的蒸汽焓增量与锅炉输入热量直接有关。输入热量增加,焓增量加大。一般用风量间接代表锅炉输入热量,风量信号可从燃烧控制系统的测量信号中获取。

(2) 炉内过量空气系数将影响到末端过热器入口处的烟速,过量空气系数增大,会使进入高温对流过热器的烟速升高,因而可为它提供更多的热量。过量空气系数可用主蒸汽流量与风量比值来间接表示。

(3) 火焰中心的位置将影响入口烟温。火焰中心高,炉膛出口烟温升高,本应由水冷壁吸收的热量被烟道中的其他部分包括末端过热器吸收了,热量的再分配,使得蒸汽流经末端过热器后的焓增量增大。火焰中心的位置难以测量,只能作粗略估计,可以用最高两层燃烧器的燃料量与总燃料量的比值作为反映火焰中心位置的间接信号。

(4) 再热汽温控制系统在采用烟气挡板或燃烧器倾角控制再热汽温时,对过热汽温也有影响,可用再热汽温控制指令间接反映这种影响。

(5) 对于一些动态影响因素,例如负荷的快速变化引起的过热汽温的变化;燃料量快速增加时,由于烟气中热量迅速增加,过热蒸汽温度将上升;当用汽量快速增加时,则会使得过热蒸汽温度下降。这种动态不平衡可以用汽包压力微分来反映。当汽包压力增加时,与当时过热蒸汽流量所需的热量相比输入热量过多,这时应通过降低入口汽温设定值的方法增加减温水流量,以阻止汽温继续上升;反之亦然。

## 2.2 再热汽温控制系统

### 2.2.1 再热汽温控制系统的任务

再热汽温控制系统的任务是将再热蒸汽温度控制在某个定值上,同时在机组各种运行工况下,保证再热器的安全。

### 2.2.2 再热汽温的控制手段及控制系统

影响再热汽温的因素很多,锅炉负荷对再热蒸汽温度的影响较大,一方面是由于再热器的对流特性的影响;另一方面是由于再热器入口的工质状态,再热汽温随负荷变化而变化的幅度也较大;此外,受热面积灰、给水温度的变化、过量空气系数的变化等因素对再热汽温也有一定影响。

再热汽温的控制一般以烟气控制方式为主,可采用的方法有控制烟气挡板的位置、烟气再循环、改变摆动燃烧器的倾角控制等。

微量喷水和事故喷水减温方法是作为烟气挡板控制或燃烧器倾角控制的辅助控制手段。当用烟气挡板或改变燃烧器倾角不能将再热汽温控制住,再热汽温高过一定值时,通过喷水快速降低再热汽温。由于采用减温水控制再热汽温会降低机组的循环热效率,因此不宜作为再热汽温的主要控制手段。

#### 2.2.2.1 采用烟气挡板控制再热汽温

大型锅炉一般独用分隔墙将尾部烟道分成两个并联烟道,分别布置对流过热器和再热器。过热器烟道出口挡板和再热器烟道挡板配合动作,可改变流经再热器烟道的烟气流量从而控制再热蒸汽温度。通常一侧挡板开大时,另一侧挡板关小,这样可克服挡板的非线性影响,也可减小对引风系统的影响。典型的烟道挡板再热汽温控制系统如图 6.2-12 所示:

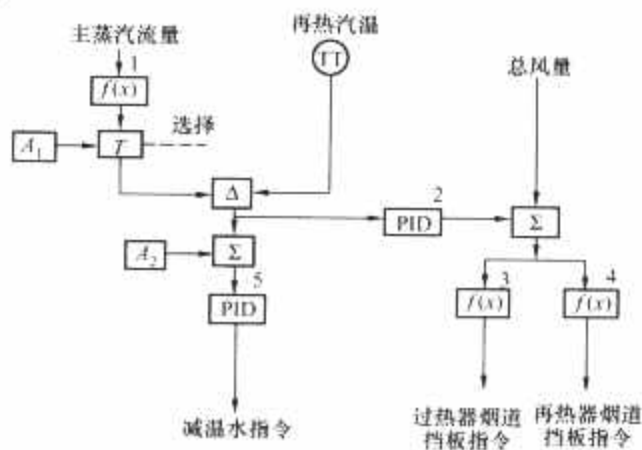


图 6.2-12 典型的烟道挡板再热汽温控制系统

(1) 正常情况下的再热汽温控制。再热汽温设定值是主蒸汽流量的函数,考虑到低负荷时挡板难以将再热汽温维持在较高温度,因而在保证一定的过热度的情况下可适当降低再热汽温的设定值,同时也为运行人员留下手动设定的手段。再热汽温测量值与设定值之间的偏差经由 PID 调节器运算后,输出控制信号去控制再热器挡板和过热器挡板的开度。

与过热汽温控制系统一样,若要使再热汽温控制系统具有较好的控制品质,应在充分分析影响再热汽温的因素及其影响的基础上,设计合适的前馈控制方案。在众多的影响因素中,机组负荷是最主要的扰动,因此,采用锅炉负荷信号来构成前馈信号是比较恰当的,通常用总风量信号来代表锅炉负荷。

(2) 特殊情况下的再热汽温控制系统。如果烟道挡板不能将再热汽温控制在允许的范围之内,当再热汽温超过设定值一定量之后,将对再热器入口施以喷水以快速降低再热蒸



汽温度。喷水减温系统的减温水通常取自再热器减温水母管，母管水是从给水泵某一抽头引出的，因而具有足够的压头。减温水经关断阀和调节阀喷向再热器入口。

尽管喷水减温是一种以牺牲效率为代价的控制手段，但是当挡板控制效果不理想时，往往采用微量喷水控制方案。通常会在高温再热器入口布置微量喷水减温器，而在低温再热器入口布置事故喷水减温器。一般情况下，微量喷水的再热汽温设定值比挡板控制的设定值高  $3^{\circ}\text{C}$ ，而当汽温高出更多时，事故喷水投入。

无论是事故喷水还是微量喷水调节阀，在调节阀之前均布置关断阀。

### 2.2.2.2 采用摆动燃烧器控制再热汽温

改变燃烧器倾角是控制再热汽温的一种有效手段，通过改变燃烧器倾角，可以改变火焰中心的位置，从而改变炉膛出口烟温，对再热汽温实施调节。典型的采用燃烧器倾角控制再热汽温控制系统如图 6.2-13 所示。

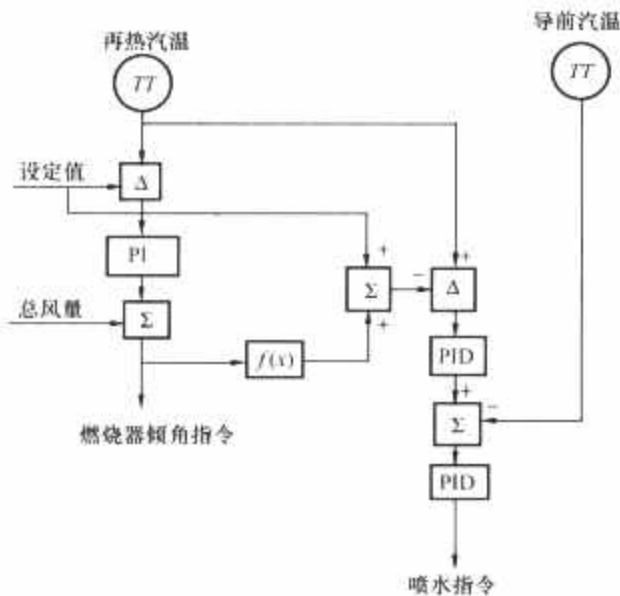


图 6.2-13 典型的采用燃烧器倾角控制再热汽温控制系统

(1) 再热蒸汽温度设定值与再热汽温测量值求偏差后送控制器进行运算，输出控制指令将再热汽温维持在设定值上。这里总风量被用作作为燃烧器倾角的前馈控制信号。

(2) 喷水减温是辅助控制的一种手段。当燃烧器倾角达到一定角度之后，若再热汽温仍然较高时才需投入喷水。

用于燃烧器倾角控制器的再热汽温设定值加上一个由燃烧器倾角控制指令经一个函数发生器后形成的偏置值，成为减温水控制器的温度设定值。当燃烧器倾角指令达到最低时，函数发生器的输出为零，即靠燃烧器倾角已不能控制再热汽温时，减温水才承担起控制再热汽温的任务。

减温水控制方案中采用了减温器出口汽温作为导前信号构成串级控制系统，有利于克服扰动影响。在减温水调节阀前也设置一个关断阀。

## 3 汽包锅炉燃烧自动控制系统

### 3.1 设计锅炉燃烧自动控制系统的目的

设计锅炉燃烧自动控制系统的目的是控制燃料燃烧过程，使得燃料燃烧所提供的热量适应外界对锅炉输出的蒸汽负荷的需求，同时保证锅炉的安全经济运行。锅炉燃烧过程自动控制主要包括三项控制内容。

(1) 燃料量控制。当外界对锅炉蒸汽负荷的要求变化时，必须相应地改变锅炉燃烧的燃料量。

(2) 送风量控制。为了实现经济燃烧，必须相应地调节

送风量，使得送风量与燃料量相适应。燃烧过程的经济与否可以从过量空气系数是否合适来衡量。过量空气系数通常可用烟气中的含氧量来间接表示，也可通过使风量与燃料量成一定比例的方法实现经济燃烧。

(3) 引风量控制。为了维持炉膛压力在要求的范围内，引风量必须与送风量相适应。炉膛压力的高低也关系着锅炉的安全、经济运行。炉膛压力过低时，会使大量的冷风漏入炉膛，将会增大引风机的负荷和排烟损失，炉膛压力太低甚至会引起内爆；炉膛压力高且高出大气压力时，会引起烟气冒出，不仅影响环境卫生，甚至可能影响设备和人身安全。

三个控制系统之间存在着密切的相互关联，要控制好燃烧过程，必须使燃料量、送风量和引风量三者协调变化。锅炉正常运行时，燃料量、总风量必须成适当比例，代表着两个成适当比例的量的变量被定义为锅炉的燃烧率。

### 3.2 燃料量控制系统

燃料量控制系统的任务是根据机组负荷协调控制系统输出或运行人员手动给定的燃烧率指令来控制燃料量。

#### 3.2.1 燃料量的测量与热量信号

燃料量控制系统中，燃料量信号作为按燃烧率指令进行控制的反馈信号，应能及时地反映实际燃料量的变化。正确及时地测量燃料量，是燃料量控制系统的关键问题。对于液态和气态燃料，可以直接测量进入炉膛的燃料量，但是对于固体燃料，直接测量进入炉膛的燃料量是较困难的，通常采用以下的间接测量方法。

(1) 给粉机转速。对于采用中间储仓式制粉系统的锅炉，可采用给粉机转速来间接代表燃料量，但是给粉机转速不能反映煤粉自流等因素的影响。由于煤粉自流，同样的给粉机转速下进入炉膛的煤粉量可能不一样，这种偏差只有在影响到主蒸汽压力或机组负荷时才能通过改变燃烧率指令去消除其影响。

(2) 磨煤机进出口差压。对于采用直吹式制粉系统的锅炉，可以采用磨煤机进出口差压来近似代表燃料量。这是假定磨煤机出力与其进出口差压的平方根成正比为前提的。其不利之处在于有很多因素如煤种、一次风量和磨煤机工况等都对磨煤机进出口差压有影响，而且该信号的波动也较大。

(3) 给煤机转速。对于采用直吹式制粉系统的锅炉也可用给煤机转速代表燃料量。

(4) 热量信号。测量进入炉膛的燃料燃烧后的发热量，是间接测量进入炉膛的燃料量的一种方法。进入炉膛燃烧的燃料量可用下式的热量信号来表示

$$Q = D + C_d \frac{dp_d}{dt} \quad (6.2-4)$$

式中： $D$  为主蒸汽流量， $\text{kg/s}$ ； $C_d$  为蓄热系数， $\text{kg/MPa}$ ； $p_d$  为汽包压力， $\text{MPa}$ 。

无论是中间储仓式还是直吹式制粉系统，都可以用热量信号代表进入锅炉的燃料量。

前三种方法是煤量的测量方法，有时候为了保持炉膛中燃烧稳定，在烧煤的同时还要烧油，所以总燃料量的测量还应增加燃油量的测量。

#### 3.2.2 燃料量控制系统的基本结构

最简单的燃料量控制系统可用由负荷主控系统的锅炉控制器输出的燃烧率指令或由运行人员从煤控制站上手动输出的燃烧率指令去直接控制燃料系统的执行机构，改变进入锅炉的燃料量。燃料量控制系统的基本结构如图 6.2-14 所示。



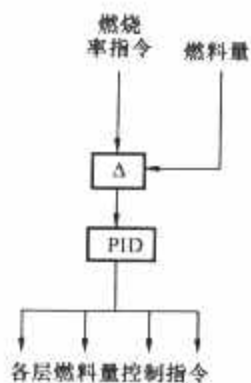


图 6.2-14 燃料量

燃料量调节器根据燃烧率指令和燃料量反馈信号，并行地控制各燃料量调节机构。不同的燃料量控制系统的区别主要体现在燃料量信号的测量方法和燃料量调节机构的调节特点上。

对于中间储仓式制粉系统，由于具有中间粉仓，燃料量调节的动态反应较快，系统结构相对简单。对于直吹式制粉系统，从给煤进入磨煤机到输出煤粉，存在较大延迟，为提高响应速度，调节系统可根据燃烧率指令先调节一次风量，然后再按照一次风量与给煤量的配比关系调节给煤机转速，改变给煤量，这样就形成燃烧率指令/一次风量/燃料量控制方案，如图 6.2-15 所示。

这种方案的优势是负荷响应速度较快，当燃烧率指令变化时，立即改变一次风量可以迅速带走磨煤机中的存粉，从而达到快速响应负荷指令的目的。但是一次风量的扰动，特别是磨煤机温度控制系统会对一次风量形成经常性的扰动，从而对燃料量产生经常性的扰动。

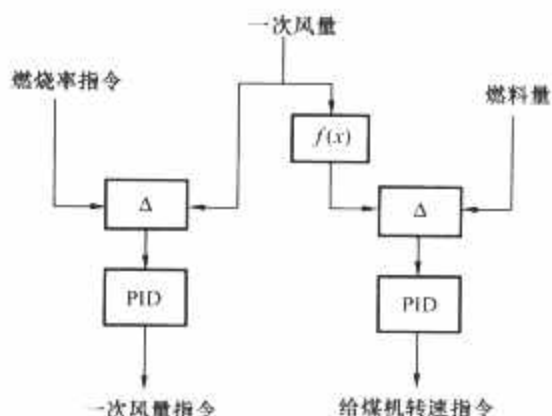


图 6.2-15 直吹式制粉系统的燃料量控制系统基本结构

另一种方案是燃烧率指令/燃料量/一次风量控制方案。如图 6.2-16 所示，按照由燃烧率指令所形成的给煤量指令直接控制给煤量，按照一次风与燃料量的配比关系由一次风量控制系统控制一次风量，与此同时，通过微分环节使一次风量动态超调，将磨煤机中存储的煤粉及时吹进炉膛，这样当要求增加负荷时就能快速适应负荷变化的需要；而当减负荷时，为防止实际一次风量小于给煤量所要求的一次风量，采用一次风量指令来限制给煤量指令，以防止由于一次风相对较少而堵煤。

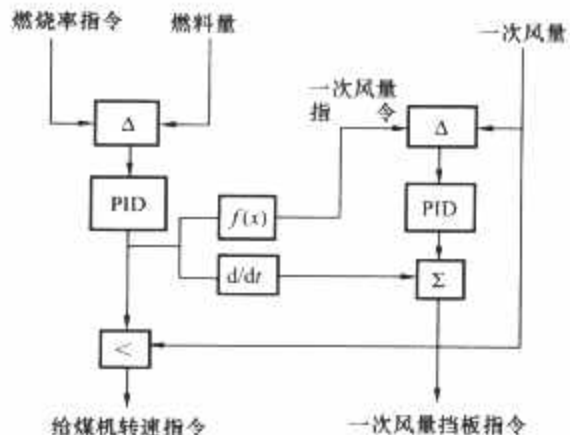


图 6.2-16 采用动态超调控制的燃料量控制系统

### 3.2.3 燃料量控制系统的基本要求

在具体设计燃料量控制系统时，应考虑下面一些问题。

(1) 风煤的配合。送风量和燃料量应同时根据燃烧率指令来调节，两者之间的配合调节是由送风量控制系统完成的。当由于送风机的工作状态而使得送风量受到限制时，相应地也应限制燃料量。

(2) 信号处理。为补偿给煤、制粉、输粉和燃烧的延迟，需对燃料量测量信号加上动态阻尼（用惯性环节）；此外，如果用转速信号作为反映燃料量的信号，在当给煤机或给粉机试转时，应切除其转速信号，因为此时实际上无煤。

(3) 偏置调节。对于燃料控制系统，各层给粉机的转速或不同磨煤机的出力根据同一指令并行控制，但是根据各层给粉机或磨煤机的实际运行情况，有时候需要限制某一层给粉机或磨煤机的出力，为此必须对各层给粉机或磨煤机设有分别调节的手段，即可对各层给粉机或磨煤机的指令加偏置。

(4) 参数修正。当投入自动的燃料控制的层数或磨煤机的台数发生变化时，整个回路的增益应能自动修改。

(5) 偏差监视。当主要变量值或变量偏差越限时，产生报警信号，必要时限制设备运行或切至手动运行。

(6) 与 BMS 接口。燃料量控制系统与 BMS 系统有密切的联系，在任何情况下燃料量的控制应与 BMS 的管理相配合，以保证锅炉的安全稳定运行。

(7) 自动跟踪。当控制系统由手动切至自动或从自动切至手动时，应使得执行机构没有切换冲击，同时也不会扰乱锅炉的正常运行，必须考虑自动跟踪问题。使整个系统的手自动切换均不产生扰动，同时任一台执行机构的手自动切换也不产生扰动。

### 3.2.4 燃料量控制系统的典型设计要求

(1) 中间储仓式制粉系统。由单元机组协调控制系统来的燃烧率指令经总风量信号限制后，与热量信号求偏差，经 PID 调解器运算后送总燃料量控制器，其输出经总燃料量控制站和跟踪与平衡处理后，形成各层燃料量指令，经各层燃料量控制站后输出各层给粉机的转速指令。控制系统的增益根据投入自动的层数进行修正。

(2) 直吹式制粉系统。总燃料的控制原理与采用中间储仓式制粉系统时的方案相似。燃料量的测量方法有两种，一是采用热量信号，二是直接采用给煤机转速。当采用给煤机转速时，给煤需求信号由一次风量加以限制以确保有足够的一次风。由于直吹式制粉系统中从给煤到输出相应的煤粉具有一定时间的延迟，在燃料量反馈回路中加上一个适当的惯性环节以加速整个调节过程的响应速度。另外，加入该磨的给煤量反馈信号以克服煤量的自发扰动。

在一次风量控制回路中，为了补偿磨煤机的惯性，采用由磨主控制站输出的给煤量指令的微分作为超前信号，在要求增加负荷时，能使一次风量迅速增加，吹出磨煤机中的蓄粉，从而可迅速增加进入炉膛的燃料量。

### 3.2.5 磨煤机控制

(1) 中间储仓式制粉系统。中间储仓式制粉系统中，因为具有中间粉仓，磨煤机的负荷控制与锅炉的负荷控制相对具有较大的独立性。磨煤机的负荷控制主要采用给煤机转速进行控制。磨煤机入口负压用再循环门进行调整，磨煤机出口温度则采用热风门进行控制。一般来说，热风门的开度变化对磨煤机入口负压具有较大的影响，所以这是一个耦合比较严重的多变量控制系统。

(2) 直吹式制粉系统。磨煤机负荷仍由给煤机转速控

制,而磨煤机出口温度一般通过冷、热一次风门的协调变化来控制。

### 3.2.6 一次风压控制

多数情况下锅炉设有两台一次风机,供应燃料系统所需的一次风。进入各台磨煤机及供给每只燃烧器的一次风都从一次风母管供应,为使制粉系统和燃烧系统能够正常工作,同时保证一次风机的安全运行,必须将一次风母管的压力控制在一定范围内。一次风母管压力由两台一次风机进口挡板或导叶共同控制。

一次风母管压力的测量值与设定值求偏差后,经PID调解器运算,输出至平衡回路,产生两台一次风机的控制指令。

### 3.2.7 燃油流量及压力控制

燃油作为一种点火和助燃燃料,有些情况下并不设置燃油流量控制回路,而是随着油枪投入数量的变化,燃油量发生变化,这时只要求控制燃油压力。控制燃油压力是为了确保燃油能良好雾化,也是为了有足够的油量进入炉膛,防止由于油量太少而熄火。

有些锅炉要求燃油流量能连续调节,这时是一个复合的流量和压力控制系统。在正常运行时,通过回油控制阀可连续调节进入炉膛的油量;当油压偏低时,通过逻辑切换将控制系统功能切换为以油压为控制对象的最小油压控制。

## 3.3 送风量控制系统

送风量控制系统的任务是使送风量与燃料量有合适的比例,实现安全经济燃烧。锅炉一般设计有两台送风机,通过送风机进口挡板或导叶来调整送风量。总风量指令是由从协调控制系统送来的燃烧率指令按照风煤比例关系确定。由于这个关系的确定不可能很精确,特别是煤种变化时差异增大,所以一般用烟气中的含氧量对总风量指令进行修正。

### 3.3.1 总风量的测量

实现送风量自动控制的一个关键是送风量的准确测量。大型锅炉一般分设一次风和二次风,有些锅炉还设有三次风,总风量是这三种风的流量之和。常用的风量测量装置有对称机翼形和复式文丘里管。

### 3.3.2 典型的送风量控制系统

典型的总风量控制系统如图6.2-17所示。燃烧率指令经函数发生器 $f(x)$ 和超前环节 $f(t)$ ,并经氧量修正及小值选择器后形成总风量指令。函数发生器代表了合适的风、煤比例关系,而超前环节的作用是在燃烧率指令变化时实现超

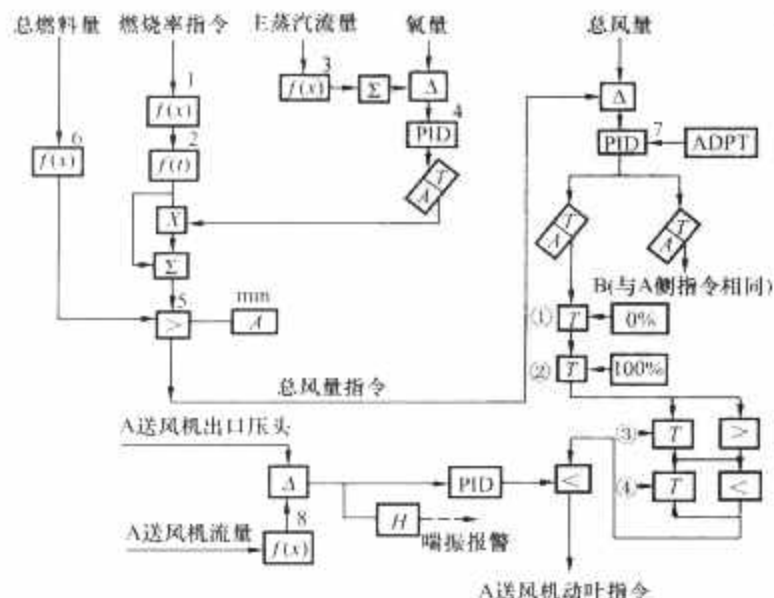


图 6.2-17 典型的总风量控制系统

前改变送风量,即常说的增负荷时先加风再加煤、减负荷时先减煤再减风。

过量空气系数可用烟气中的氧量来测量。氧量太大时,会增加排烟损失;氧量过小时,会使不完全燃烧损失变大。另外,氧量与煤种也有较密切的联系,因此通常会给运行人员留下手动调整氧量设定值的手段。

由于送风量对炉膛负压影响很大,控制系统设计有闭锁逻辑。当炉膛负压低至一定值时,闭锁送风机出力的减小;当炉膛负压高至一定值时,闭锁送风机出力的增加。

### 3.3.3 二次风挡板控制系统

送风机送出的一部分风量被送入二次风箱,再经过二次风箱进入炉膛,帮助进入炉膛的燃料燃烧。一般来说,每一层二次风的风量都有相应的二次风挡板来调节。二次风挡板又分为辅助风挡板、助燃风挡板和油枪风挡板等。通常情况下,二次风挡板应根据锅炉制造厂的控制要求进行控制。

辅助风挡板的控制一般是维持炉膛—风箱差压,其设定值是锅炉负荷的函数。

助燃风挡板是根据该层的煤粉量(给粉机转速或给煤机转速)来控制的,其函数关系按照锅炉制造厂要求进行设置。

油枪风挡板根据对应层的燃油量来控制。与其他二次风挡板不同之处在于,多数情况下油枪风挡板要求角操,而其他二次风挡板可为层操。

在二次风挡板控制系统中,BMS系统将根据其需要,对二次风挡板进行超驰控制。

## 3.4 引风量控制系统

引风量控制系统的任务是通过控制引风量将炉膛负压控制在设定值附近,因此通常也称为炉膛负压控制系统。典型的炉膛压力控制系统如图6.2-18所示。

锅炉一般设计两台引风机,通过引风机的入口挡板或者导叶进行调节引风量。燃烧控制系统在根据燃烧率指令控制燃料量和送风量的同时,必须相应地控制引风量,以维持炉膛压力在设定值附近,保证安全运行。正常运行中,炉膛压力一般控制在 $-50 \sim -100 \text{ MPa}$ 。

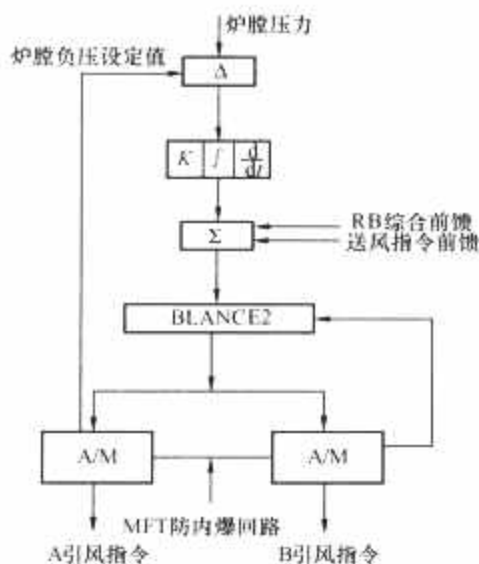


图 6.2-18 典型的炉膛压力控制系统

送风量是炉膛压力最重要的扰动因素,一般取送风机控制指令或其反馈作为引风量控制的前馈信号,当送风量变化时按比例改变引风量。实际上,当燃烧率发生变化时烟气质量和温度都发生变化,因而会导致炉膛压力随燃烧变化呈现非线性变化的特性。有些引风量控制系统会用燃烧率指令经

非线性函数发生器处理后的信号作为前馈信号,这样使得前馈控制更加准确。

前馈控制不可能精确地保持炉膛压力不变,因此炉膛压力的偏差经一个带死区的非线性环节再送往调节器进行运算,形成引风量控制指令。采用死区主要是为了避免引风机挡板频繁动作。因为炉内燃烧过程是一个剧烈的化学反应过

程,炉膛压力处于快速波动状态。

当发生 MFT 时,炉内烟温急剧下降而使炉膛压力急剧下降,为了防止内爆,系统将产生一个信号迅速地减小引风量以防止炉膛压力的进一步降低,过一段时间后再逐步使这个信号回零。



## 第3章 汽轮机自动控制系统

### 1 汽轮机控制系统

#### 1.1 汽轮机控制系统的组成

汽轮机控制系统可分为调节系统、监测仪表系统、保护系统、程序控制系统、先进汽轮机管理系统。

##### 1.1.1 调节系统

作为发电用汽轮机,必须根据电网负荷的变化,及时调整汽轮机的出力,使之与需要的电量相适应。作为工业用汽轮机,必须调节转速,使其驱动的风机、泵等的出口压力满足工艺要求。供热用汽轮机需保证提供的蒸汽参数满足用户要求,要求汽轮机具有压力调节的功能。

##### 1.1.2 监测仪表系统

除了控制汽轮机正常运行,完成发电、供热、驱动功能外,还必须保证汽轮机及其辅助设备的安全稳定运行。这就要求对汽轮机的主要参数进行监测。完成这一功能的系统一般称为监测仪表系统 TSI。

TSI 系统除在线监测外,同时提供信号输出,供计算机系统采集、记录。当信号超过设定值时,TSI 系统提供报警、跳机输出。

##### 1.1.3 保护系统

为了确保汽轮机的安全,防止设备损坏事故的发生,还必须配备必要的保护系统。一般将保护系统称为 ETS。

保护系统按形式可划分为电子和机械(液压)两部分,由检测、放大、执行机构等组成。检测元件随着被检测量的不同而不同。保护动作的结果都是通过紧急关闭主汽门,实现机组停车。

##### 1.1.4 程序控制系统

汽轮机的启动、停机过程通过程序控制系统 SCS (Sequence Control System),模仿运行人员的启动过程,按照事先设定好的步骤,自动完成各项操作,根据需要自动启停相关设备。容量较小的机组一般主要依据机组运行规程进行启停,对于大型机组,还必须对大型金属部件,如转子、汽缸、蒸汽室等进行热应力计算,修正机组的升降速率和升降负荷率。

##### 1.1.5 先进汽轮机管理系统

随着计算机技术和控制理论的飞速发展,汽轮机监视、控制、保护功能不断完善,目前汽轮发电机组的各项控制指标已经能够满足当前电力用户的基本要求。如何提高经济效益成为当前最紧迫和最直接的问题。国内各大院校、研究所以及相关企业已经在开发先进汽轮机管理系统,它围绕汽轮机的安全、稳定、高效运行,覆盖了汽轮机热应力计算与寿命管理,机组实时状态仿真,设备故障诊断与状态检修,热力学性能计算、分析与优化四个方面内容。

#### 1.2 汽轮机调节系统的发展过程

汽轮机转速调节采用机械离心飞锤式调速器至今已有一百多年的历史,汽轮机调节系统的发展过程如下所述。

##### 1.2.1 机械液压式调速系统

汽轮机采用离心式调速器带动断流滑阀增大油动机的供油压力,产生足够的力来带动调节汽门,调节汽轮机转速。

##### 1.2.2 全液压式调速系统

采用脉动油泵作为转速信号的发送器,发展成为液压调节系统。其特点是采用由汽轮机主轴直接带动的无铰链的调速器,将转速的变化转换为挡油板的位移,取消了原来离心式调速器的铰链机构,减小了摩擦和卡涩,具有较高灵敏度。

##### 1.2.3 模拟式电液调速系统(AEH)

AEH 系统电气部分采用模拟式电子组装组件式仪表,液压部分采用国产磷酸酯抗燃油,工作油压 14MPa,以电液伺服阀的伺服执行机构驱动汽轮机调节阀。系统快速、灵活、精度高。

##### 1.2.4 电液并存调速系统

在电调系统发展的初期,由于电子元器件与电子产品的质量和性能限制了电调系统的性能和可靠性,因此出现了电液并存型控制系统。随着计算机和控制系统技术的发展,各种方式的电液并存系统、电液切换系统均被纯电液调节系统所取代。

##### 1.2.5 数字式电液调速系统(DEH)

20 世纪 80 年代初,我国引进 300、600MW 汽轮机制造技术,在引进合同生效后,为了尽快地消化吸收引进的 300、600MW 机组数字式电液调速系统设计技术,制造国产化的 DEH 控制系统,为引进技术生产的 300、600MW 汽轮机配套。1983 年 9 月起,组织科技攻关,于 1990 年 1 月新华控制技术联合开发中心(现为新华控制技术集团有限公司)研制生产的第一套引进技术国产化的全功能 DEH-III 系统与上海汽轮机厂引进技术生产的 300MW 机组配套,在汉川电厂投入使用,从此 DEH 进入了批量生产,满足了 300、600MW 机组的配套。

DEH 系统是电气部分采用数字式电子组件,液压部分采用高压抗燃油、电液伺服系统,具有 ATC 自启动和阀位管理功能的数字式电液系统。

##### 1.2.6 分散型数字式电液调速系统

随着计算机技术的发展和电站对控制设备要求的提高,升级后的 DEH-III A 采用分散控制系统的设计理念,由高速数据公路实现数据通信,控制处理器升级为 Pentium 计算机,工程师站、操作员站采用工业控制计算机,控制软件升级为组态方式。

分散型数字式电液调速系统 DEH 的应用范围也在不断扩大。功能扩展后可以组成电站汽轮机岛控制系统,覆盖 DEH、MEH、BPC、ETS、TSI、SCS(汽轮机部分)等系统,和锅炉岛控制系统组成电厂热工控制系统。

#### 1.3 汽轮机调节系统的基本原理

作用在汽轮机转子上的力矩有三种:①蒸汽做功产生的主动力矩  $M_T$ ;②负载产生的阻力矩  $M_L$ ;③各种摩擦引起的摩擦力矩  $M_F$ 。在平衡状态下,这三种力矩之和必然为

0, 即

$$M_T - M_L - M_F = 0 \quad (6.3-1)$$

其中, 摩擦力矩与主动力矩和阻力矩相比, 可以忽略不计。作用在转子上的力矩平衡方程为

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_L \quad (6.3-2)$$

式中:  $J$  为汽轮机转子的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ ;  $\omega$  为汽轮机转子的角速度,  $1/\text{rad}$ 。汽轮机的主动力矩可表示为

$$M_T = \frac{P_T}{\omega} = \frac{GH_1 \eta}{n} \quad (6.3-3)$$

式中:  $P_T$  为汽轮机内功率,  $\text{W}$ ;  $G$  为汽轮机蒸汽流量,  $\text{kg/s}$ ;  $H_1$  为汽轮机的理想焓降,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\eta$  为汽轮机内效率;  $n$  为汽轮机转速,  $\text{r/s}$ 。

由式 (6.3-3) 可见, 在汽轮机功率一定时, 汽轮机的主动力矩  $M_T$  与转速  $n$  成反比, 如图 6.3-1 汽轮机特性曲线中  $M_{T1}$ 、 $M_{T2}$  所示。随着转速的升高, 主动力矩将减小。阻力矩与转速有关, 并随负载的不同而不同, 但都随着转速的升高而增大, 如图 6.3-1 中  $M_{G1}$ 、 $M_{G2}$  所示。 $M_G$  一般可表示为

$$M_G = K_1 M_{G0} + K_2 n + K_3 n^2 \quad (6.3-4)$$

式中:  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  分别代表与转速无关、与转速成正比和与转速平方成正比的负载比例系数。

图 6.3-1 中  $a$  点表示在某一稳定工况下的工作点, 当负载减少时, 阻力矩从  $M_{G1}$  变化到  $M_{G2}$ , 汽轮机的转速将从  $n_a$  上升到  $n_b$ , 工作点转移到  $b$  点。所以, 即使对汽轮机的转速不加调节, 汽轮机自身也会稳定运行到新的工作点。这证明汽轮机本身具有自平衡能力。但是由于汽轮机维持额定转速的流量仅占额定流量的 3%~5%, 因此负载的较小变化将引起汽轮机转速的急剧上升, 无法满足电力用户对用电频率的要求, 甚至达到机组强度所不能允许的程度。

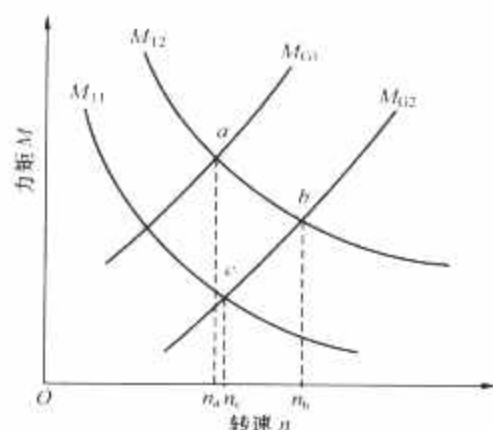


图 6.3-1 汽轮机特性曲线

由于电力用户的需求是我们无法改变的, 因此, 只能通过调整汽轮机的主动力矩来适应负载变化的情况。从式 (6.3-3) 可以看出, 在汽轮机转速一定的情况下, 可以通过改变蒸汽流量  $G$  和理想焓降  $H_1$  来改变主动力矩。前者主要是通过汽轮机控制系统调节汽门开度来实现的, 也称定压运行; 后者主要是通过锅炉控制系统改变汽轮机进汽参数来实现的, 也称滑压运行; 或者通过协调控制系统同时改变调节汽门开度和蒸汽参数来实现。

当采用调节系统后, 可以使汽轮机的主动力矩从  $M_{T1}$  变化到  $M_{T2}$ , 相应的工作点从  $b$  变化到  $c$ , 从而使转速的变化量 ( $n_c - n_b$ ) 在允许的范围内。

## 1.4 汽轮机调节系统的静特性

### 1.4.1 速度不等率

汽轮机控制系统处在平衡的状态下, 汽轮机的功率与转

速的对应关系称为调节系统的静特性。

设汽轮机在空载时的转速为  $n_{\min}$ , 额定功率时的转速为  $n_{\max}$ , 汽轮机额定转速为  $n_0$ , 则将  $n_{\max}$  与  $n_{\min}$  的差值与  $n_0$  之比来表征汽轮机转速与功率的对应关系称为速度不等率  $\delta$ , 也称速度变动率、不均匀度等, 即

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_0} \times 100\% \quad (6.3-5)$$

调速系统的静特性表明了整个调速系统的固有特性。其产生的原因在于采用了比例调节的有差系统。对于采用带有积分特性的调节器, 可以实现转速变化后, 经过调节过程, 达到转速恢复原来定值的功能, 所以其速度不等率  $\delta=0$ 。 $\delta=0$  的系统称为无差调节系统。

一般速度不等率取为 3%~6%, 并可根据需要进行调整。

虽然具有速度不等率的系统不能保证转速的恒定, 但人们正是利用了调速系统的这一特性来调整发电机组的频率。因此, 在电液控制系统中, 仍然保留了速度不等率的功能。在数字式电液调节系统中, 速度不等率的设置更加灵活, 通过计算机软件, 可以任意设定速度不等率的数值。一般在电液控制系统中是以增量的形式来表示的。由于计算机系统的精确性, 当阀门非线性修正准确的情况下, 可以保证调节系统的不等率为一根直线, 如图 6.3-2 所示。

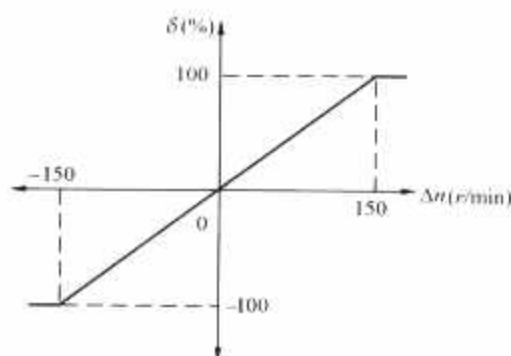


图 6.3-2 数字电液调节系统不等率曲线

而在液调系统中, 由于液压调节器及液压部件的非线性, 使得速度不等率不是一条直线而是一条曲线, 所以静特性曲线在不同的区段具有不同的斜率。这里采用局部速度不等率的概念来表示

$$\delta^* = -\frac{dn}{n_0} / \frac{dN}{N_0} \times 100\%$$

而速度不等率  $\delta$  只能表示在汽轮机从空负荷到全负荷时的平均值, 因此,  $\delta$  也称为平均速度不等率。

### 1.4.2 迟缓率

汽轮机控制系统中的检测、放大、执行机构等部件均存在不同程度的迟缓。当机组在一定的功率下, 这些迟缓造成机组转速上升和下降时存在转速偏差 ( $n_2 - n_1$ )。转速差 ( $n_2 - n_1$ ) 与额定转速  $n_0$  的比值, 称为系统的迟缓率  $\epsilon$

$$\epsilon = \frac{n_2 - n_1}{n_0} \times 100\%$$

系统的迟缓率是所有部件迟缓率的总和。即

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 + \dots$$

系统的迟缓率实际上代表了整个调节系统对其控制的变量的敏感程度, 对于调速系统而言, 转速的迟缓率就是当机组的转速发生变化时, 调速系统在转速偏差达到什么程度时才开始动作的。按照这样的物理概念, 迟缓率与系统的转速控制精度是互相对应的。设转速的控制精度为  $\pm n \text{ r/min}$ , 则



$$\epsilon = \frac{2n}{n_0} \times 100\%$$

如调速系统的稳态转速控制精度为 $\pm 1\text{r/min}$ ，则该系统迟缓率为 $0.067\%$ 。

迟缓率是调节系统的最重要指标之一，过大的迟缓率会使调节系统不能正常工作，比如：定值控制精度差，过渡过程恶劣，甚至无法维持转速的稳定。因此必须研究减小迟缓率的方法。这包括在设计、制造、安装以及运行过程中，都应努力将迟缓率减至最小。

由于调速系统形式的不同，其能达到的转速控制精度也不相同，而且随着技术水平的提高，对系统迟缓率的要求也不断提高，目前对迟缓率的要求如下：

- (1) 高压抗燃油纯电调系统  $\epsilon < 0.067\%$ 。
- (2) 低压透平油纯电调系统  $\epsilon < 0.1\%$ 。
- (3) 机械/液压调速系统  $\epsilon < 0.3\%$ 。
- (4) 给水泵调速系统  $\epsilon < 0.1\%$ 。

根据自动准同期并网的要求，机组转速与电网频率差在 $\pm(0.02 \sim 0.2)\text{Hz}$ 之间即可，对应的迟缓率为 $0.08\% \sim 0.8\%$ ，因此就该指标而言，目前的电调系统基本上都能满足要求。

### 1.5 汽轮机的运行方式与负荷分配

汽轮机发电机组有两种运行方式：单机运行和并网运行。

#### 1.5.1 单机运行

单机运行是指电网中只有一台汽轮发电机组向用户供电的运行方式。汽轮发电机组并网之前的启动过程，驱动给水泵、压缩机等用的工业汽轮机，并网运行的汽轮机突然从电网解列以后的运行方式等都是单机运行。

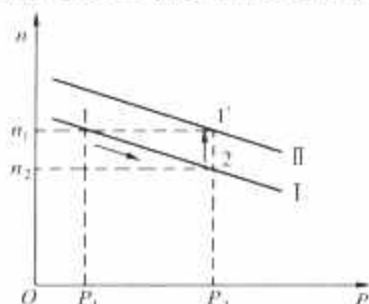


图 6.3-3 单机运行的汽轮机

单机稳定运行时，机组的负荷应等于用户的耗电量，汽轮机的转速在某一定值。不考虑迟缓率的情况下，转速与功率具有一一对应的关系。如图 6.3-3 所示，由于单机运行时，用户耗电量的增加，负荷从  $P_1$  增加到  $P_2$ ，汽轮机转速则沿着静态特性曲线 I 从  $n_1$  下降到  $n_2$ 。

如果速度不等率为 $5\%$ ，那么从空负荷变化到全负荷，转速的变化将为

$$\Delta n = \delta n_0 = 0.05 \times 3000\text{r/min} = 150\text{r/min}$$

因此需要设计一种装置，将汽轮机的转速变化回到  $n_1$ ，这种装置称为同步器，其作用可将静态特性曲线 I 垂直地平移到 II。

因此，在单机运行的情况下，垂直平移静态特性曲线的作用是改变了机组的转速。

#### 1.5.2 并网运行

并网运行是指电网中有两台及两台以上的汽轮发电机组向用户供电的运行方式。这时，电网中各处的频率是相等的。由于转速与频率的对应关系，使得电网中的各台汽轮机的转速也是一样的，而用户的耗电量等于各台汽轮机的功率的总和。

假设电网中有两台并列运行的汽轮机 I 和 II，其静态特性曲线为一根直线。速度不等率分别为  $\delta_1$  和  $\delta_2$ ，且  $\delta_1 > \delta_2$ 。在某一时刻，两台汽轮机的转速均为  $n$ ，根据它们的各自的

静态特性，其功率分别为  $P_1$  和  $P_2$ ，如图 6.3-4 所示。

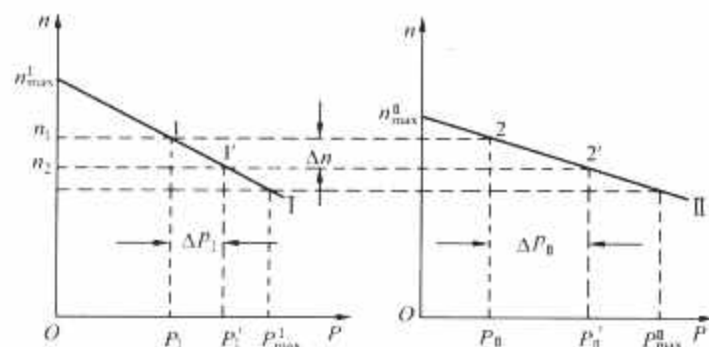


图 6.3-4 并网运行的汽轮机（静特性为直线）

当电网频率发生变化时，电网频率的变化将使电网中各汽轮机的功率按照各自的静特性相应地增大或减小，从而使供电与用电达到平衡，同时也维持电网的频率在一定的范围内。汽轮机的静特性对电网频率的这种作用就称为一次调频。

### 1.6 静特性的平移与同步器

#### 1.6.1 并网运行时的同步器

从一次调频的原理可以看出，在不具备其他手段的情况下，汽轮机的功率只能根据转速的变化，按照静特性来改变。当我们希望增加某机组的功率或降低另一台机组的功率的时候，我们就需要同步器。

单机运行时，同步器的作用已叙述过。并网运行时，同步器的作用如图 6.3-5 所示。

从图 6.3-5 中看出，同步器的作用是在电网的频率下，平行汽轮机的静特性，改变汽轮机的负荷。

在现代大型电网中，某台机组功率的变化，对整个电网的频率的影响是极微小的。比如，一台汽轮机功率增加了  $\Delta P = P_1 - P_2$ ，这将使电网频率略有升高，从而使其他机组的功率减少。这样，一台机组功率的升高，正好被其他机组的功率减少所抵消。这种通过平移静特性来增减机组的功率，从而达到调节电网频率的办法，称为二次调频。电网的调度人员可以采用二次调频来维持电网频率在额定值附近。

在电液调节系统中，静特性的平移是通过附加给定的方法来实现的，即在汽轮机转速不变的情况下，通过附加给定来改变汽轮机的功率。

#### 1.6.2 同步器的整定范围

同步器的作用是在单机运行时改变汽轮机的转速，并网后改变汽轮机的负荷。那么为了能够使汽轮机的负荷能够从零到满负荷之间任意变化，则按照调速系统的静特性，同步器的行程范围至少应等于调节系统的速度不等率。

但是，实际上电网的频率不是一成不变的。当电网频率较低时，为了使机组仍能并入电网或减负荷到零，同步器在低频率方向一般应留有 $3\% \sim 5\%$ 的余量；而为了在电网频率较高时能够带满负荷，要求同步器在高频率方向留有 $1\% \sim 2\%$ 的余量。这样，同步器的工作范围为 $+7\% \sim -5\%$ 。

同步器除了上述功能外，还具备其他一些功能。如哈尔滨汽轮机厂的同步器具有挂闸、开启主汽门、控制调节汽门冲转升速、做超速试验等。因此，它属于全行程同步器。

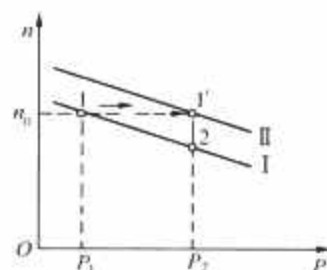


图 6.3-5 并网运行时同步器的作用



而在有些系统中,上述工作是由启动阀来完成的。如上海汽轮机厂和东方汽轮机厂的调节系统等。

同步器除了采用手轮由人工操作外,也可以通过电动机实现远方遥控,在集控室内进行操作。

当机组带满负荷,在额定频率下工作时,如果突然甩去全部负荷,根据调速系统静特性,在过渡过程结束后,机组转速将升高到  $(1+\delta)n_0$ 。对于速度不等率为 5% 的机组,则最高转速将稳定在 3150r/min,这对机组是不利的。因此,在事故解列的同时,必须使用同步器将静特性迅速平移下来,使转速稳定在额定转速。这种功能有时称为同步器的快速返回功能。显然这时采用手动操作同步器是不现实的,通常都是通过电动机来带动同步器快速返回零位。

### 1.7 对静特性曲线的要求

汽轮机调节系统的速度不等率是一个非常重要的参数。它的合理与否直接影响机组的稳定运行,同时,也将对电网的频率稳定性产生影响。一般机组要求速度不等率在 3%~6% 之间可调,出厂时设定为 4%~5%。

从本章 1.4 节与 1.5 节中可知,如果某台机组的速度不等率远比电网的平均速度不等率小,则当电网频率变化时,该机组的负荷变化特别剧烈;如果该机组的速度不等率远比电网的平均速度不等率大,则当电网频率变化时,该机组的负荷变化就很小。因此,应当使电网中的机组的速度不等率尽量接近,同时,考虑到大机组的经济性较好,启动复杂,应当使大型机组承担基本负荷,因此适合采用较大的速度不等率,提高其年利用小时。而小型机组经济性差,启动过程较简单,使其承担尖峰负荷和调频任务,适合采用较小的速度不等率。

从机组本身的运行稳定性看,速度不等率的倒数就是速度系统的增益  $k=1/\delta$ ,因此,速度不等率  $\delta$  越小,则系统增益  $k$  越大,系统越不稳定。因此速度不等率不能过小,一般不能小于 1.2%。

在电液调节系统中,速度不等率的数值和形状,都可以采用电路或数字的形式任意设定。在机组单机运行时,电液调节系统往往采用无差调节系统,因此速度不等率失去了意义。转速控制完全由 PID 调节规律来实现。而并网后,一般在低负荷时,机组不参与电网的调频,所以设置了一次调频的负荷下限。为了机组的稳定运行,当电网频率基本稳定在额定值时,机组对频率的微小波动不产生调节作用,因此在额定转速附近设置了死区。同时,还可以根据机组的实际情况,限定本机组参与调频的负荷变化量的大小。这些功能可在图 6.3-6 和图 6.3-7 表示。图 6.3-6 中,当频率变化超过额定频率  $\pm 2\text{r/min}=\pm 0.033\text{Hz}$  时,才起调节作用,参与调频的负荷变化量限定为 8%,相当于电网频率变化  $\pm 12\text{r/min}=\pm 0.2\text{Hz}$ 。图 6.3-7 中,机组参与调频的负荷范围为

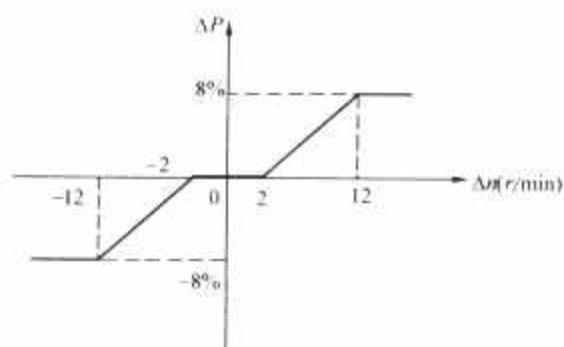


图 6.3-6 数字电液系统中的静特性 1

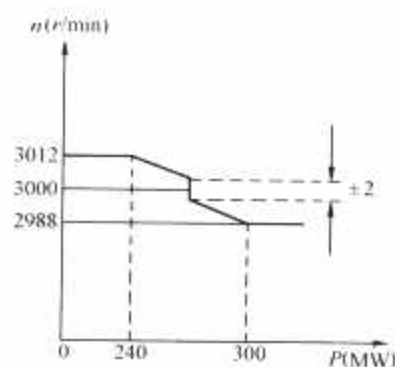


图 6.3-7 数字电液系统中的静特性 2

240~300MW。

有的系统对参与调频的机组仅限制其增负荷或减负荷的变化量,如图 6.3-8 和图 6.3-9 所示。DEH 系统中一般采用限制增负荷而减负荷不限的特性。

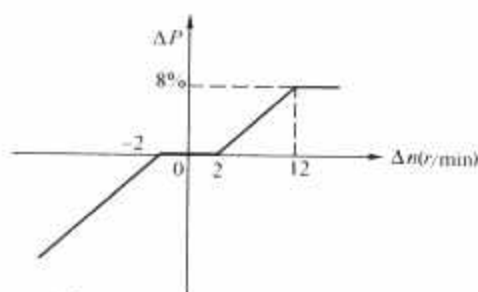


图 6.3-8 正向限制的静特性

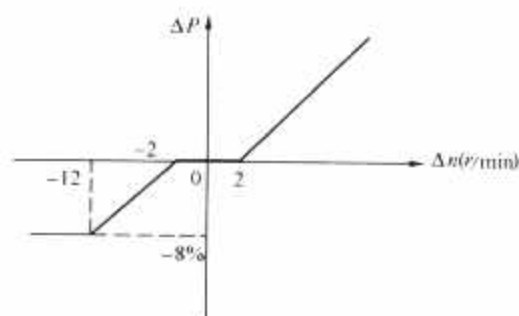


图 6.3-9 负向限制的静特性

## 2 电液调节系统

电液调节系统是以电子为脑、液压元件为手足的调节系统。调节系统调节变量的测量,调节器以及控制信号的输出则由电气元件组成,具有系统灵敏度高,稳态精度高,动态响应快;可采用各种调节规律,如 PID、最佳控制规律等;容易综合各种信号;容易实现各种逻辑电路;容易满足各种运行方式要求,便于与系统连接,实现综合自动化等优点。调节系统的执行机构采用高压抗燃油液压系统,压力可达 14MPa,做功能力大和高压油动机的时间常数小(0.15s 以下),能快速响应。因此,电子与高压抗燃油液压的组合能满足电厂综合自动控制的要求。

以模拟电路组成的控制系统则称模拟式电液调节系统(简称 AEH)。随着电子数字计算机的发展,高速多功能计算机的出现及普遍应用,汽轮机控制系统已普遍采用数字技术,用计算机作为过程控制机应用于汽轮机控制,把计算机数字控制系统与液压传动系统结合在一起,组成数字式电液调节系统(简称 DEH)。

数字电液调节系统具有可以灵活改变的软设备及可靠的数据处理功能,因而可适应广泛的运行要求,是汽轮机普遍采用的调节系统。

### 2.1 电液调节系统的原理

高参数大容量机组普遍采用单元制中间再热机组,锅炉的容量和汽轮机的容量基本相同,蒸汽储备能力下降,当外

界负荷变化较大时,汽压发生很大的波动。由于汽压波动较大,影响了调节系统的转速偏差与功率变化之间的比例关系,也影响了一次调频的能力。同时,由于中间再热器和相应的管道中存有大量的蒸汽,形成一个蒸汽空间,即中间容积。当高压缸调节阀动作时,由于蒸汽充满中间容积需有一定的时间,因此中低压缸的功率变化要滞后。中低压缸功率的滞后,降低了一次调频的能力。为此,汽轮机调节系统必须提高中间再热机组的适应性,参与一次调频,必须满足转速偏差与功率变化之间的比例关系。目前应用较多的是一种带有功率调节回路和频率调节回路的电液调节系统。

汽机电液调节系统包括电气和液动两部分。电气部分包括转速调节回路、功率调节回路、压力调节回路、超速控制与超速保护。液动部分包括供油系统和带有电液转换器的油动机执行机构。它们之间由电液转换器相连。回路的校正环节是一个具有比例积分微分作用的调节器,即PID调节器。它的作用是将转速、功率、压力等信号与给定值进行比较,经PID运算后加以放大,其输出信号经电液转换后驱动油动机执行机构,使汽轮机的蒸汽阀门按设定的方向动作。

在汽轮机调节系统中,当外界负荷增加时,转速测量变换器感受到转速偏差,该偏差经校正器处理后,输入到电液转换器,驱动油动机执行机构,开大调节阀增加功率,与外界负荷变化相对应。当蒸汽压力降低时,在同样的阀门开度条件下,汽轮机功率减少,这减少的信号使PID调节器的输出继续增加,开大调节阀,直到功率与给定值相等,调节过程才停止。由此可见,功率调节回路可以消除蒸汽压力变化对功率的影响,从而保证了频率偏差与功率变化之间的比例关系,也就是保证了一次调频的能力。

利用功率调节回路PID调节器的特性,也可以补偿功率滞后,当外界负荷增加时,转速测量变换器感受到的转速偏差作用于PID调节器,开大高压调节阀,首先使高压缸功率增加,在这一瞬间,如高压缸功率的增加不足以抵消所增加的负荷,高压调节阀继续开大,此时中低压缸功率滞后逐渐消失,PID调节器又使高压调节阀关小,当中低压缸功率滞后完全消失时,高压调节阀开度稳定在设计值。此时调节过程结束。

综上所述,无论蒸汽压力发生波动或功率滞后,都能保证转速偏差与功率变化之间的比例关系,即保证了机组的一次调频能力。

带有转速调节回路和功率调节回路的电液调节系统,能适应各种运行工况的要求,自动调节和控制汽轮发电机组的功率和频率,它具有下列功能:

- (1) 从盘车转速开始将机组升速到并网前的转速,转速控制范围:冲转转速  $3600\text{r/min}$ ,调速精度  $\leq \pm 1\text{r/min}$ 。
- (2) 自动准同期并网。
- (3) 从初始负荷到额定负荷的控制。
- (4) 可按选定的特性,参与电网调频或带基本负荷。
- (5) 多种调节方式,切换成协调控制或调压方式运行。
- (6) 甩负荷时有效控制动态飞升转速。
- (7) 能实现自动启动、热应力监视。

#### 2.1.1 启动

启动时,机组由转速控制回路控制,将机组从盘车转速升速到额定转速。当需要冲转升速时,即可选定目标转速和升速率,转速给定值按升速率随时间上升,同时与实际转速信号进行比较,其差值经调节器进行调节,当实际转速升到与给定转速相等时,调节器输出保持不变,维持转速稳定。然后,再按需要继续提升目标转速,或者再选一个升速率,

继续升速,直到将汽轮机转速升到额定转速。在升速过程中过临界转速时或进行热应力监视时,升速率可以由人工或自动调整。

#### 2.1.2 并网及带初始负荷

当机组升速到额定转速时,即可准备并网操作。如果采用自动准同期装置并网,则自动准同期装置根据汽轮机转速和电网频率的偏差来改变转速给定值。如果不用自动准同期装置并网,而由电气运行人员手动并网,则可遥控操作改变转速给定值。当汽轮机转速等于电网频率相对应的转速时,如果此时发电机电压和电网电压相等,则可合上油开关,并网运行。此时调节回路切换为功率控制回路,并自动带上初始负荷。初始负荷一般为额定负荷的5%。

#### 2.1.3 升负荷与负荷控制

并网后,运行人员即可设置功率目标值和升负荷率,功率给定值以升负荷率随时间上升,随着功率给定值的上升,调节器则开大调节阀的开度,增加汽轮机功率。当功率控制回路投入的情况下,电功率信号将与功率给定值相平衡,由此即可逐步将机组的负荷升到额定负荷。

#### 2.1.4 调频

当功率控制回路与频率控制回路同时起作用时,调节系统参与电网调频。在调频工况下,如果此时机组的实际转速与转速给定相等,即为  $3000\text{r/min}$ ,功率给定与实际功率相等,由于此时的转速给定和功率给定均已为固定值,因此当电网频率变化时,从一次调频的角度,电网中各机组就应参与增减负荷。而负荷增减的大小取决于调节器特性,即取决于不等率。一般运行及同步并网时,不等率为4%~5%。

当机组并网运行时,电网频率由电网中所有的汽轮发电机组来维持。频率下降时,参加一次调频的机组按机组的不等率增加功率,以满足用户需要。一次调频是调节系统按汽轮机的静态特性自动控制的一种控制过程,其调频的能力是有限的,只能按特性线斜率去维持转速或周波,而不能保持周波为常数。为了使外界电负荷增加时,能确保电网的周波为常数,保证供电的质量,通常利用二次调频使周波恢复到原来的值。

二次调频是指由调度中心将自动发电控制信号(包括自动调频控制或经济负荷控制)送到电网中每一台机组的锅炉控制系统和汽轮机控制系统,调整汽轮机调节系统的功率定值,改变汽轮机的功率。实际上二次调频是一个外来的附加作用,由调度中心或由自动调频装置进行调整。二次调频作用的结果可以使转速或周波为任意值。

#### 2.1.5 调压

当锅炉或它的控制系统发生故障造成蒸汽压力下降时,汽轮机已不可能按正常的方式调节负荷,而是根据锅炉当时能够提供的蒸汽量去调节汽轮机功率。汽机电液调节系统测取汽轮机前的蒸汽压力值,当蒸汽压力值低于压力给定值时(一个设定的定值),汽机电液调节系统的压力调节回路根据偏差值的大小将汽轮机调节汽门关小,减少进入汽轮机的蒸汽量来维持蒸汽压力在设定的范围内。如果锅炉的蒸发量继续减少,则调压回路继续将汽轮机的进汽量减少,功率下降,以维持汽轮机前的压力为设定值。故障解除后,如果锅炉的蒸发量增加,偏差值减小,将调节汽门开大,提高汽轮机的实发功率。当汽轮机前的蒸汽压力值恢复到故障前的水平时,实发功率与功率给定值相等。

#### 2.1.6 协调控制

汽机电液调节系统和锅炉DCS分散控制系统的应用,具备了整个机组投用协调控制的条件,可以把机炉电作为一个整



体进行调节。这种方式能使机组做到快速、准确、稳定地改变机组的功率。汽轮机电液调节系统和锅炉 DCS 分散控制系统分别接收协调控制的功率指令, 协调控制的功率指令是将系统中调指令 AGC、运行人员指令以及频率偏差校正变成机组能接受的功率指令, 使汽轮机和锅炉同时进行调节, 改变负荷。在这种方式下, 汽轮机电液调节系统参与一次调频, 它的功率闭环回路切换成开环, 协调控制指令通过改变电液调节系统的给定值来改变汽轮机的功率, 完成功率闭环控制。

### 2.1.7 甩负荷

汽轮发电机组在额定负荷运行时, 如果突然从电网中解列出来, 在这一瞬间, 汽轮发电机组将以相当于额定功率的能量作用在转子上, 使转子加速。汽轮机电液调节系统的超速控制与超速保护能抑制汽轮机动态超速。

当汽轮机转速超过额定转速的 103% 时, 电液调节系统立即发出指令, 关闭调节汽门, 防止汽轮机转速进一步升高; 转速低于 103% 时, 指令消失, 调节汽门打开, 控制汽轮机转速稳定在 3000r/min。当汽轮机由于阀门等故障而使转速继续升高达到额定转速的 110% 时, 电液调节系统立即发出指令关闭全部进汽阀门, 使机组停机, 保护汽轮机。

### 2.1.8 停机

机组在额定参数下停机, 可直接操作功率给定值, 到空负荷时即可解列, 打闸停机。机组滑停时, 由于锅炉热负荷减少, 汽压降低, 这时切除汽压调节回路。当蒸汽压力降低时, 调节汽阀将开到全开位置。随着蒸汽流量进一步减少, 汽轮机功率也随之减少, 直到空载, 打闸停机。

当机组发生故障必须立即停机时, 可在控制室按下紧急停机按钮, 紧急停机。

## 2.2 电液调节系统中的基本部件

如今, 由于汽轮机控制的特殊性, DEH 系统已成为汽轮机专用的控制系统。当 DCS 分散控制系统成为过程自动化的主导产品以后, 从 20 世纪 80 年代中期开始, 电站自动控制系统逐渐开始使用 DCS 系统。由于电站 DCS 系统的普遍使用, 汽轮机电液调节系统开始成为 DCS 系统中的一个站。这部分电气部件包括分散处理单元 DPU、人机接口站 MMI、输入输出卡件等。这里仅就系统中常用的信号变送器、调节器、伺服放大器、电液转换器等部件的一般特性作一些简单的介绍。

### 2.2.1 变送器

转速信号、功率信号、阀门位置信号是汽轮机控制的输入信号, 这些信号的测量精度以及它的测量变送器的可靠性直接关系到汽轮机的安全运行。因此, 这些测量变送器必须选择高可靠性的变送器。此外, 在系统设计时, 一般都采用多通道冗余配置。

(1) 转速传感器——磁阻发生器。磁阻发生器是测量转速的传感器, 它将汽轮机的转速转换为相应频率的电压信号。

(2) 转速测量变换器。转速测量变换器是将汽轮机磁阻发生器测得的转速脉冲信号转换成电液调节系统的转速信号, 作为电液调节系统的转速控制信号, 并通过 CRT 显示汽轮机实际转速。在系统设计时, 转速控制回路的转速信号三选二冗余配置, 要求由三个独立的测量卡件提供。同样, 超速控制与超速保护的转速信号三选二冗余配置, 也需要由三个独立的测量卡件。

(3) 功率变送器。目前汽轮机电液调节系统功率信号的测量是使用仪表制造专业厂家生产的测量功率的变送器。电功率变送器已采用智能仪表, 通过对电网中的电压与电流的

交流采样, 经 CPU 进行数据处理, 输出标准的模拟量, 并带有数据通信接口。DEH 系统设计时, 功率信号三选二冗余配置, 一般要求三路功率信号由三个独立的功率变送器分别提供, 并通过 CRT 显示汽轮机实际功率。

(4) 阀门位置传感器。电液调节系统通常选用可靠性比较高的非接触式线性差动变压器 LVDT 作为阀门位置反馈的传感器。它主要用于阀门伺服控制回路的负反馈, 也可以作为阀门位置开度指示。

在汽轮机调节系统中, 阀门伺服控制回路的负反馈方式有 LVDT 单通道位置反馈、LVDT 双通道高选位置反馈、LVDT 双通道智能高选位置反馈以及三冗余反馈几种方式。

### 2.2.2 调节器

汽轮机电液调节系统通常采用比例积分微分调节器 (PID 调节器)。

### 2.2.3 伺服放大器

电液调节系统 PID 调节器输出的阀门开度指令信号经伺服放大器放大后, 驱动电液转换器完成电/液的转换, 由油动机执行机构开大或关小汽轮机主汽门或调节汽门的阀门开度。AEH 系统和 DEH 系统一样, 一般都采用阀门位置伺服驱动卡与伺服阀、阀门位置反馈组成阀门位置伺服控制回路, 将阀门控制在任一位置。DEH 系统中使用的阀门伺服控制卡是一块带 CPU 的智能控制卡, 主要完成阀门位置的检测、设定值的计算、测量值与设定值的比较、将偏差信号放大等功能。

为了对阀门特性进行非线性补偿, 阀门伺服控制卡具有非线性补偿功能, 不同的阀门使用不同的非线性补偿特性。

### 2.2.4 电液转换器

电液转换器是将电信号转换成液压信号的转换放大元件, 它是电液调节系统中的一个关键部件。电液转换器是一个精密的关键性元件。保证电液转换器的可靠性, 对整个电液调节系统的可靠运行有着重要意义。

汽轮机电液调节系统的电液转换器通常采用电液伺服阀, 电液伺服阀的种类很多, 一般可从下列四方面来分类:

(1) 从电磁部分的结构来分, 有动圈式力矩电动机和动铁式力矩电动机。

(2) 从电磁部分的励磁方式来分, 有永磁式和外激式。

(3) 从液压部分的结构来分, 有断流式和继流式, 或者滑阀式和碟阀式。

(4) 从油的工质来分, 有透平油和抗燃油。使用工质的压力有低压 (1.2MPa 和 2MPa) 和高压 (8MPa 和 14MPa) 之分。

我国目前使用的情况是低压系统采用动圈式, 高压系统采用动铁式, 前者采用透平油, 后者则抗燃油和透平油都有使用的。

目前电液转换部件还没有冗余阀。因此, 对电液伺服阀的选型以及电液伺服执行机构的设计都必须考虑电液伺服阀没有冗余这一因素。

## 2.3 电液调节系统与机、炉协调控制

电液调节系统能根据运行要求组成功率—频率调节系统、频率调节系统及自动调频系统, 还能根据锅炉性能组成“炉调压”——锅炉跟踪、“机调压”——汽轮机跟踪及“协调控制”等几种运行方式。

### 2.3.1 电液调节系统的转速调节回路与功率调节回路

汽轮机电液调节系统是一个多回路、多参数的控制系统, 通过这些回路实现对汽轮发电机组的转速和负荷的闭环控制。



### 2.3.1.1 转速调节回路

转速调节回路主要在启动和并网过程中控制转速,它是转速定值控制系统。转速调节回路是一个无差系统。在转速控制过程中,在不同的转速范围用不同的控制回路来控制汽轮机的转速。

### 2.3.1.2 功率调节回路

机组在并网运行时可有两种不同的运行方式,一种运行方式为机组带基本负荷而不参加一次调频。这时仅由功率调节回路起作用,它将按照定值自动保持发电机的有功功率。这时功率调节回路是属功率定值控制系统。另一种方式为参加一次调频,这时功率调节回路与转速调节回路同时起作用,当电网的频率变化被调节系统感受后,系统则按其静特性成比例地参加调频,即发电机有功功率将按线性关系跟随电网频率变化,这时功率调节回路是一种功率随频率变化的随动控制系统,功率随频率变化的幅度由机组的不等率决定。

### 2.3.2 频率调节系统

频率调节系统作用原理如调节系统的转速调节回路,转速调节回路是无差系统,而频率系统是有差系统。转速变送器测得机组的实际转速即电网的频率 $n$ 和给定转速 $n^*$ 进行比较,其差值经放大后,对调节阀开度回路输出一个阀门位置给定值 $m^*$ ,促使调节阀产生一定开度来增减汽轮机转速或功率。

### 2.3.3 自动调频系统

当电网需要机组承担调频任务时,电液调节系统能转换成自动调频系统,使机组在电网中承担调频任务。其作用原理如下:机组并入电网后,带50%的额定负荷,将转速定值整定在3000r/min(即50Hz)时,投入积分校正器。自动调频系统是无差系统,当机组实际转速(稳态时即等于电网的频率)偏离3000r/min时,放大器即有输出,积分校正器开始积分,这样一直要积到机组实际转速恢复3000r/min时才停止。即汽轮机调节阀慢慢开或关,改变机组功率,直到电网的频率恢复到50Hz时才停止。

### 2.3.4 机、炉协调控制系统中的汽轮机电液调节系统

汽轮机、锅炉单元机组的运行方式一般有协调控制、汽轮机跟踪、锅炉跟踪、手动方式等四种不同的运行方式,以适应机组不同运行工况的需要。锅炉跟踪由汽轮机调节功率、锅炉调节压力。汽轮机跟踪一般用于启动低负荷阶段,或用于带基本负荷的大容量直流锅炉机组,由锅炉调节功率、汽轮机调节压力。汽轮机跟踪与锅炉跟踪分别构成反馈控制,机、炉两侧独立控制。

单元制机组的锅炉与汽轮机是一个不可分隔的整体,由于机、炉的动态特性相差悬殊,机组必须有一个统一的机炉协调控制系统,把锅炉—汽轮机作为一个整体对象进行控制,由机、炉两侧共同承担对电网的供电量控制与机前压力控制,以提高机组的负荷响应速度,并保证机组主要运行参数的稳定。协调控制则是在汽轮机跟踪与锅炉跟踪的基础上,引入前馈、交叉、非线性的控制,构成机、炉两侧同时调节功率与压力的控制方式。它的控制策略的关键在于充分利用和补偿锅炉的动态蓄能,尽可能减少机、炉两侧变量的相互影响。机、炉协调控制系统中,锅炉、汽轮机的控制不再是分别单独控制,而是作为单元机组综合控制。

### 2.3.5 电液调节系统与协调控制的接口

功率调节和频率调节是汽轮机DEH系统的基本功能。为实现这些功能,一般都具有功率反馈、压力反馈以及转速反馈回路。协调控制系统的主控系统的功率回路、频差回路与汽轮机DEH系统重复,这些功能重复对于调节品质是不

利的。为满足锅炉、汽轮机作为一个整体的协调控制要求,必须设计合理的接口,避免功能重复。合理的设计既能满足“协调控制”,也能适应“锅炉跟随”与“汽轮机跟随”等所有运行控制方式。

汽轮机数字式电液控制系统DEH一般都设计有遥控方式,在遥控方式下,接受来自遥控系统如CCS协调控制系统的控制指令,汽轮机DEH控制系统中的功率闭环回路退出运行,由CCS协调控制系统改变给定值控制汽轮机的功率,完成功率闭环控制。此时汽轮机DEH控制系统作为CCS协调控制系统的执行器,根据协调控制指令来调节负荷或调节汽压。但是在遥控方式下,汽轮机DEH控制系统仍然具有转速控制和甩负荷等保护功能,在遥控条件不满足时,能自动切除CCS协调控制。

目前,对于一体化的系统,在汽轮机DEH与CCS协调控制两个系统之间,不存在硬件接口,它们之间的接口信号采用网络传输方式,更方便、更快捷、更可靠。

## 3 计算机数字式控制系统

### 3.1 数字式控制的基础

数字式控制的基本概念是采用计算机技术进行数字运算和软件编程,实现各种控制功能。数字控制在通信、控制功能的扩展、故障诊断等方面比模拟控制具有明显的优点,甚至模拟控制很难实现或无法实现的功能,数字控制只要稍作软件修改就可以方便地实现,因此在生产过程中,数字式控制逐渐成为自动控制的主要形式。

计算机在工业生产过程中的应用,如程序控制、顺序控制、PID控制和前馈控制等,就其功能而言,它是连续控制器的数字化过程,而其控制规律没有多少改变。计算机参与实时控制时,其主要功能在于它对信息的获取、存储、处理、输出和反馈。计算机数字式控制是对被控对象的转速、功率、压力、温度、流量等有关信息进行采样,并通过输入通道,把模拟量变成数字量送给计算机,计算机获取这些信息后,按预定的控制规律进行计算,并通过输出通道把计算结果转换成输出信息去控制被控对象,使被控制量达到预期的指标,保持生产过程稳定。当代计算机科学的发展,计算机的速度、精度、容量、功能,特别是软件系统的支持,使得计算机不但可以实现极为复杂的、具有人类智能的控制规律完成实时控制,而且可以从工业生产过程的实时控制扩展到企业的生产过程管理。

#### 3.1.1 数字控制系统中的信号采样

数字控制系统中数字计算机只能接收和处理时间离散的数码,大量的物理量的数学描述都是模拟信号,因此数字计算机要获取这些信息,就必须对模拟信号进行采样和量化,即将其转换成数字信号。

由于计算机是在其时钟信号的控制下周期运行的。因此,只能间隔地通过输入端口读取现场信号,并通过A/D转换器转换为数字信号,这一过程称为采样过程。在计算机控制系统中,一般采用等间隔采样。当前的计算机控制系统中基本上都将采样电路与A/D转换器结合在一起,并带有采样保持器。

采样周期的合理选择是必要的,采样周期过大,将损失信息,对系统的动态性能不利,甚至导致系统不稳定;过小,对系统的动态性能有利,但导致过多的数据存储和运算次数增加。对于汽轮机快速随动系统,采样周期的选择是系统设计中必须认真考虑的问题。

合理的采样周期,必须考虑到以下一些因素:

- (1) 被控系统的静态精度要求。
- (2) 被控系统的动态品质要求。
- (3) 采用的控制算法与计算机的特性。
- (4) 传感器与执行机构的特性等。

采样周期还直接影响控制系统对信号的响应速度。由于信号的变化可能发生于采样周期中的任何时刻,因此,可能产生最大相当于一个采样周期的响应延迟。如果采样周期过长,这种延迟对于要求快速反应的系统是不能忍受的。

目前,大多数工程实践均采用以往的经验来选择,然后根据实际控制效果决定采样周期。通常,当采样频率大于系统频带的10倍以上时,系统的性能就很接近于相应的连续系统。

### 3.1.2 模拟量与数字量的转换

经过采样开关后的模拟量信号,在A/D转换器中,经过量化、编码,变成数字信号。由于计算机字长有限,因此,必须对超出字长的数,进行截尾或舍入处理。

A/D转换器的作用是将一个模拟量,变换为计算机能够识别的二进制量。

D/A转换器将DEH系统送出的数字指令信号,转换为模拟量信号。

计算机输出的控制信号,经过D/A转换器后,变成幅值离散一时间离散的信号。而实际工艺过程需要的是一个时间连续的信号,这就需要将计算机在离散时刻输出的信号转变为连续,通常需要采用保持电路。

对于模拟量输出系统,目前的D/A转换器中均带有锁存器,可以保证输出信号保持在计算机下一个转换指令到来之前,因此也不需要另外的采样保持器。但是,对于采用多路AO信号公用一个D/A转换器的情况,则必须另外设计采样保持电路。

### 3.1.3 PID数字控制器的设计

PID调节是连续系统理论中技术成熟、应用广泛的一种控制方法。它归结于频率法对控制系统动态品质校正而得到的一种校正方法,经过长期的工程实践,形成了一套PID控制方法。由于它参数调整方便、结构改变灵活、在大多数工业生产工程控制中效果满意,因此长期以来被广泛应用。PID调节可以方便地调整比例范围、积分时间、微分时间等参数。而对于大多数工业生产对象,由于对它的动态特性还未完全掌握,得不到精确的数学模型,因此在决定参数时,往往还依靠经验和现场调试。因此在实际应用中,采用PID调节方法既简单又实用。目前的计算机数字控制大多是把PID调节规律予以计算机来实现,PID调节的应用范围也更加广泛。

### 3.1.4 数字控制系统的设计

汽轮机数字式电液控制系统是一个典型的混合系统,它由模拟/数字(A/D)和数字/模拟(D/A)转换器连接起来。

#### 3.1.4.1 数字控制系统中的过程控制计算机

汽轮机数字式电液控制系统是按分散型设计思想设计的专用控制设备,是电站分散控制系统DCS的一个功能站。它通常由过程控制、人机接口站、过程I/O和现场设备液压执行机构组成。

分散控制系统的过程控制是由过程控制计算机,即分散处理单元和数据采集站构成。分散处理单元接收由现场设备来的I/O信号,按照一定的控制策略计算出所需的控制量,并送到现场的执行机构。分散处理单元可以同时完成连续控制、顺序控制、逻辑控制功能。人机接口站的主要设备是运行人员操作站、工程师工作站,监视和控制整个生产过程。

分散处理单元是完成过程控制的核心部件,它完成所设

计的各种控制策略。控制策略以组态的形式存储于非易失性存储器中。鉴于分散处理单元的重要性,分散控制系统的分散处理单元冗余配置。一个工作,另一个备用。冗余的分散控制单元具有相同的组态,同时工作,互为备用。

对分散处理单元的要求:

- (1) 可靠性高,冗余配置。
- (2) 实时控制能力强。
- (3) 对环境的适应性强。
- (4) 应具有软件的容错控制、信号的数字滤波、采用分布式数据库、具有自诊断和报警功能等。
- (5) 输入、输出能力强。
- (6) 应用软件丰富,控制软件标准化、组态化和结构化。
- (7) 具有掉电保护的存储器,能永久保存数据。
- (8) 冗余与无扰切换。
- (9) 具有高速通信网络。

#### 3.1.4.2 数字控制系统中的人机接口站MMI

运行员操作站是运行人员与系统的接口,通常称为人机接口站MMI。在计算机控制系统中,操作员通过MMI监视控制过程。因此,MMI必须能显示过程信息、传递操作员指令、处理各种报警。操作员通过MMI监视计算机控制系统的状态,MMI必须能监视计算机控制系统中所有设备及MMI本身的状态,显示系统故障诊断的结果,使维护人员通过MMI确诊到某一过程通道的故障。MMI必须能记录各种过程与事件,存储、打印记录的结果,生成各种报表。操作员通过MMI维护、调整计算机控制系统,MMI要提供对过程控制参数的调整手段。在某种意义上,MMI也是操作员一级的信息管理系统,计算机控制系统的很多管理都体现在MMI上。

MMI站通常由计算机及其辅助系统如键盘、CRT显示器、打印机组成。CRT显示器给操作员显示信息,键盘输入操作员指令,打印机打印记录和提供报警。

对人机接口站MMI的要求:

- (1) MMI对过程的监控。
- (2) 过程画面。工艺流程画面是运行员调用最多的一类画面。运行员通过工艺流程画面看到各过程变量和有关的设备状态。因此这类画面要分布合理、调用方便,使总貌图、局部图、设备本体图按一定的顺序安排好,让运行员按这样的顺序可以找到所关心的画面。过程画面的显示只是状态的反映,对实际的控制不产生直接的影响,只是影响操作方便的程度。但保持画面设计中严格的一致性画面设计很重要的,否则会造成画面的混乱。一致性包括画面颜色、布局格式、画面风格。

- (3) MMI的报警管理。MMI的报警管理提供报警的优先级、报警的位置、名称以及报警的性质。报警显示的信息要明确、简单,一致性强,尽量利用颜色的变化而避免大量的文字描述。报警设计的关键是让操作员抓住要点,使运行员总是看到最重要、最紧迫的报警。

#### 3.1.4.3 计算机控制系统中的I/O

过程I/O完成现场数据的实时监测与控制输出。对I/O模块主要的技术要求:

- (1) 智能化。系统的I/O模块带有CPU,由CPU及其附属电路负责模块的运行、输入、输出、通信、诊断等。
- (2) 隔离。系统的I/O模块带隔离器(光继电器或光耦),负责I/O通道的输入、输出与外界隔离。
- (3) A/D或D/A。I/O模块上的A/D或D/A转换器是将信号转换成数字量信号或模拟量信号。其通常采用16位



A/D 和 12 位 D/A。模件应具有温漂和零漂校正功能,模件上具有基准信号处理电路,不断校正以保证信号转换的精度,自动校正电压的漂移而无需人工干预,高质量的保证信号的精度。

(4) 放大器。系统模拟量输入具有可编程增益放大器。

(5) 过流/过压保护。输入模件应具有过流/过压保护开关,当发生过流或过压时,保护开关自动断开,恢复时自动合上,并可在 CRT 屏幕上报警,无需保险丝或熔断器。

(6) 模件通信。I/O 模件的通信出、入口采用隔离,能保证模件故障时的隔离。

(7) 可靠性。所有模件应有一级或二级隔离。模入信号宜采用浮空输入,提高抗干扰能力。

(8) 通道级自诊断。所有 I/O 均能实现通道级的自诊断,并及时报告。

(9) 输入通道的热备用。

(10) 输出保护故障时,模拟量和开关量输出应进入安全状态。

#### 3.1.4.4 数字控制系统中的软件

计算机控制系统中的过程控制计算机和 I/O 采用了以微处理器为基础的控制技术,这些硬件只能把信号输入到计算机和把信号从计算机中输出,并为程序的执行提供了环境。因此,要实现复杂的控制功能,必须有软件的支持。计算机控制系统的控制和计算功能是由程序存储器中的程序以及存储器中的参数决定的。而程序和参数都是以二进制的形式存在。因此,必须有一种方便的组态方法完成控制和计算功能的组态。目前的计算机控制系统厂家设置了各种控制和计算功能块,只要选择适当的功能块,把它们连接在一起,设置必要的参数,就可以组成所需要的控制系统。功能块不仅能实现常规的控制功能,也能实现复杂的高级控制功能。目前计算机控制系统中控制策略采用图形化组态软件进行图形化组态。

对图形组态软件的要求:

(1) 符合 IEC 61131-3 功能块图形语言标准。

(2) 模块化标准控制算法。

(3) 具有预定义的各种类型的功能块,能自定义新的功能块。

(4) 功能块的添加和连线采用拖放形式。所见即所得,所见即所用。

(5) Windows 图形用户界面。

(6) 能在一台普通的 PC 机上用鼠标拖放即可离线完成全部控制策略的设计和组态。完成控制策略的动态仿真、与人机接口站之间的联调。

(7) 组态软件能在线监视、维护和组态修改。

(8) 能离线和在线修改、调试。

(9) 控制策略能由完全图符化的功能块算法、算法链和功能块图组成。

(10) 控制回路可以组态成一幅或多幅功能块图。能按设定的功能块图处理周期、执行次序和逻辑条件顺序执行各个功能块。能离线或在线任意调整各个功能块图的执行周期和执行顺序,并能离线或在线修改和优化算法的计算时序。

(11) 组态软件能自动排序、自动连线、自动链接、自动匹配判断、自动交叉参考、自动排错;并能提供缩放、移动、复制、粘贴、剪切等便捷的 Windows 编辑功能。

(12) 能将设计和组态一次完成。生成的组态文件可直接下装,无需编译。

### 3.2 汽轮机数字式电液控制系统 DEH

汽轮机数字式电液控制通常采用计算机数字控制和 EH 液

压控制系统组成一个电液协调汽轮机控制系统。这种数字式电液控制系统(DEH)是计算机数字式控制的输出通过电液转换环节,以液动力驱动液压执行机构,控制被控对象。

在 2000 年以前,汽轮机 DEH 系统一般采用专用的硬件,与电厂其他热工控制系统相互独立。随着分散控制系统 DCS 在电厂应用的普及和计算机技术日新月异的发展,DEH 系统采用专用控制系统的观念受到挑战。越来越多的用户趋向于 DEH 与 DCS 一体化设计,即采用相同的硬件平台和系统软件,DEH 是整个电厂 DCS 的一个站,完成汽轮机控制,DEH 与 DCS 完全数据共享。

目前,DEH 控制系统已经在国内外的各类功率汽轮机上普遍使用。

DEH 控制系统具有下列主要功能:遥控汽轮机挂闸、转速反馈调节、功率反馈调节、快速减负荷、高/低负荷限制、油开关闭合时带初负荷及主蒸汽压力补偿、调节级压力反馈调节、遥控主蒸汽压力限制、高压缸启动与中压缸启动、滑压/定压运行、主汽门/调节汽门切换与中调节汽门/主汽门切换、阀门管理——单阀/多阀控制及无扰切换、阀门活动试验、阀门快关、阀位限制与遥控阀位限制、超速试验、超速保护、负荷降预测、转子热应力计算及监视、发电机、励磁机工况监视、ATC 汽轮机自动控制等。

此外它还具有越限报警、追忆打印等数据处理功能。

除了上述控制和数据处理以外,它还具备自动同期装置接口、协调控制系统接口以及与 DCS 系统通信的标准接口。

#### 3.2.1 DEH 的运行方式

DEH 控制系统运行方式分级设计,当高级运行方式条件不满足时,能从高级运行方式切换到低一级运行方式。当“自动”方式故障时,能自动切换到手动。DEH 系统可以根据现场情况在下列几种运行方式下安全经济运行。

(1) 操作员自动 OA 方式。操作员自动 OA 运行方式是 DEH 控制系统最基本的运行方式,实现汽轮机的转速、负荷和压力的闭环控制。

(2) 汽轮机自动控制运行(ATC)方式。汽轮机自动控制运行(ATC)方式是汽轮机最理想的运行方式。ATC 程序根据当前机组所处的状态和计算出的转子热应力自动给出机组盘车、暖机、升/降转速、升/降负荷的指令,并根据计算出的转子应力决定其升/降转速、升/降负荷的变化率。操作员可以通过一个按钮将机组从盘车转速升到同步转速,并网后,再由初始负荷带到操作员设定的目标负荷。

(3) 手动运行方式。DEH 的手动运行方式为一种后备操作手段。手动运行方式是由操作员在手动操作面板上操作按钮,直接控制各个阀门的开度。在手动方式下,各按钮操作之间设计有保护性的逻辑互锁,并具有超速保护等保护功能。

(4) 遥控运行方式。遥控运行方式是 DEH 系统通过接口接受其他系统如协调控制系统、自动同期系统来的负荷或转速指令,来控制汽轮机升/降转速和升/降负荷。在遥控运行方式下,ATC 程序对汽轮机运行状态进行在线监视和控制。遥控方式必须是在投入自动或 ATC 的条件下才能投入。DEH 遥控运行方式与 ATC 可同时投入运行,ATC 能根据汽轮机的应力及运行状态,闭锁遥控指令,同时通知遥控系统 ATC 有闭锁条件发生。

#### 3.2.2 DEH 控制回路工作原理

##### 3.2.2.1 多回路、多参数的控制系统

DEH 是多回路、多参数的控制系统,对汽轮发电机组的转速和负荷进行闭环控制,控制原理见图 6.3-10。



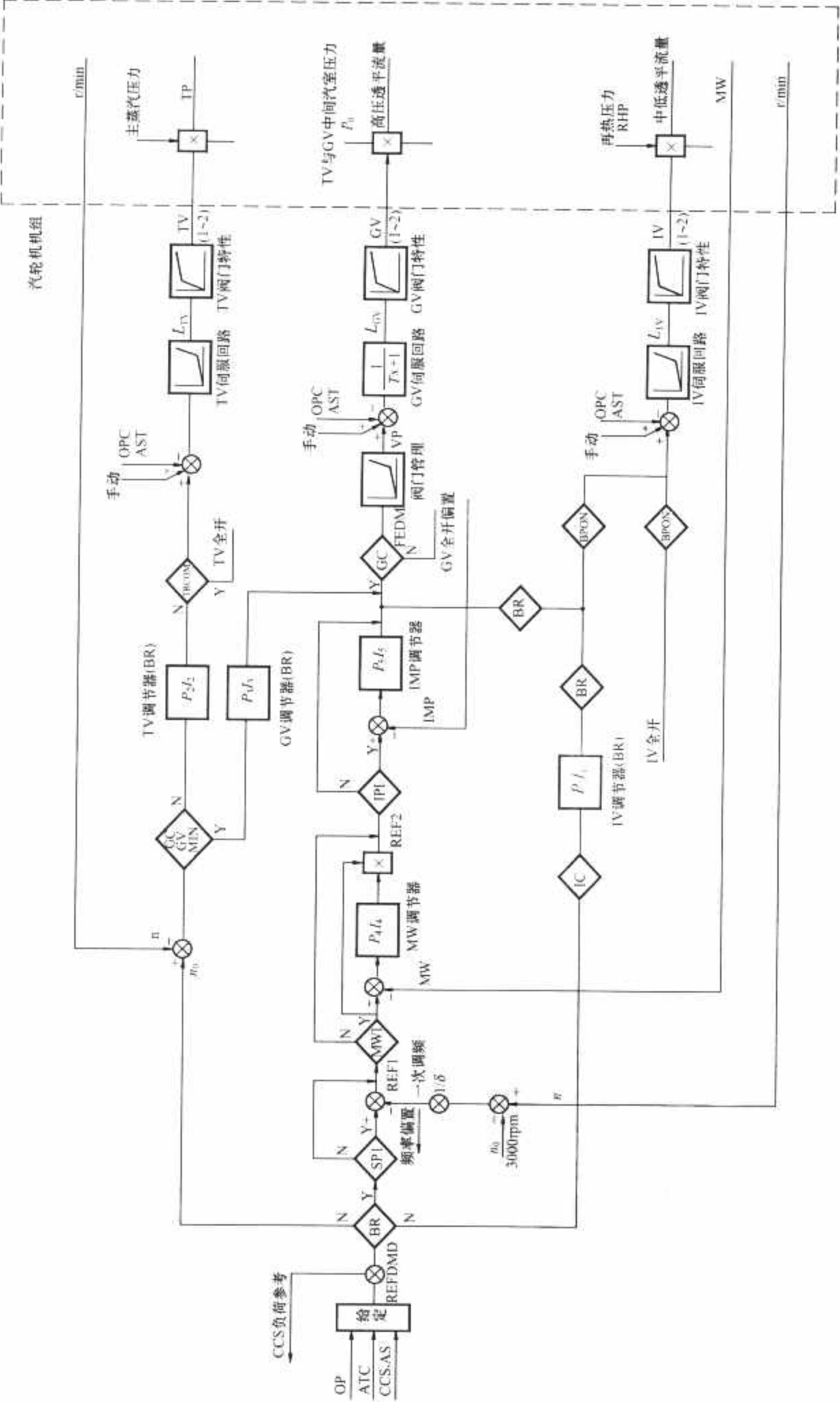


图 6.3-10 DEH 控制原理图

BR—油开关；REFDMD—给定值；OP—操作员自动；SP1—一次调频回路投入；REF1—功率指令；ATC—自动透平控制；MW1—功率回路投入；REF2—调节阀压力指令；CCS—协调控制；IP1—调节阀压力回路投入；FEDM—流量指令；AS—自同步；GC—高压调节阀控制；VPOZ—阀门指令；IC—中压调节阀控制；L—油动机行程；BPOX—旁路投入；TRCOM—TV 向 GV 切换完成

汽轮机在不同的转速阶段用不同的控制回路来控制汽轮机的转速, 这些回路都是由 PID 调节器来完成的, 构成多回路的调速系统。

在负荷控制阶段, 负荷控制回路有调节级压力回路、功率回路和一次调频回路。三个回路的投入/切除可根据用户的需要决定。这些回路也是由 PID 调节器来完成的。

### 3.2.2.2 超速控制及超速保护 (OPC)

防止汽轮机发生超速是 DEH 的一个重要功能, DEH 系统中这一功能是超速控制及超速保护 (OPC) 系统来完成的。超速控制及超速保护 (OPC) 通常包括 103% 超速控制、110% 超速保护、甩负荷预关调节汽门、瞬间甩负荷快控和超速试验。

(1) 103% 超速控制。当汽轮机转速超过额定转速的 103% 时, DEH 立即发出指令, 同时通过电液伺服阀及 OPC 电磁阀关闭阀门, OPC 电磁阀泄去高压调节汽门和中压调节汽门的安全油, 使高、中压阀门快速关闭, 防止汽轮机转速进一步升高。转速低于 103% 时, OPC 信号消失, DEH 通过调节汽门控制汽轮机转速稳定在 3000r/min。

(2) 110% 超速保护。当汽轮机由于阀门等故障而使转速继续升高, 达到额定转速的 110% 时, DEH 发出指令, 通过电液伺服阀和 AST 电磁阀迅速关闭全部进汽阀门, 保护汽轮机。AST 电磁阀由 ETS 控制, 泄去高压安全油, 使机组停机。

(3) 甩负荷预关调门。在汽轮发电机组带负荷 30% 以上时, 由于功率较大, 此时一旦机组发生甩负荷, 这些巨大的能量必然使机组转速飞升。为了有效防止这一现象, 在发生甩负荷的瞬间, 机组转速还没有上升到 103% 保护动作的转速之前, DEH 就立即提前关闭高、中压调节汽门, 这种甩负荷预关调节汽门能有效地控制超速。

(4) 瞬间甩负荷快控。如果电网瞬时发生故障, 发电机电功率骤减, DEH 系统应立即关闭中压调节汽门, 降低汽轮机功率, 从而降低电网动态的最大功角, 提高电网的稳定性。DEH 系统测量中、低压缸连通管上的蒸汽压力, 代表汽轮机的机械功率, 当汽轮机功率与发电机电功率之差超过预先设定值时, DEH 系统快速关闭中压调节汽门, 汽轮机功率下降后, 再快开中压调节汽门, 以改善电力系统的稳定性。这一功能将根据用户需要选用。

(5) 超速试验。汽轮机新机组或大修后首次带负荷之前, 均要进行 103%、110% 及机械超速试验, 以验证安全系统的可靠性。

### 3.2.2.3 阀门试验

机组正常运行时, 定期进行阀门的活动试验, 以检查各进汽阀是否动作灵活。DEH 系统通常可进行阀门全行程关闭试验或阀门活动 (部分关闭) 试验及阀门严密性试验。

### 3.2.2.4 阀门管理

DEH 系统具有高压调节汽门单阀控制、多阀控制两种运行方式, 以及单阀、多阀的无扰切换的阀门管理功能。在机组启动初期, 由于机组内部金属温度不一致, 易产生热应力, 因此应当选用单阀控制方式, 即所有调节汽门开度一样, 保证汽轮机喷嘴全周进汽, 受热均匀。在机组带负荷后的稳定运行阶段, 为减少全周进汽带来的节流损失, 提高热效率, 可以采用多阀控制方式, 汽轮机喷嘴部分进汽。这时, 各调节汽门开度不同。操作员可根据需要进行单阀、多阀控制方式的转换。

### 3.2.2.5 快速减负荷 RUNBACK

DEH 具有快速减负荷的能力, 提供三个 RUNBACK 接

点输入, 作为与 CCS 或辅机程控的接口。当某一个 RUNBACK 输入接点闭合时, DEH 按其设定的速率快速减负荷。减负荷限制和减负荷速率通常根据机组不同辅机故障对机组负荷的影响确定。一般设定以下几种。

	减负荷限制	减负荷速率
RUNBACK1	20%	200%/min
RUNBACK2	20%	100%/min
RUNBACK3	20%	50%/min

## 3.3 典型的汽轮机数字式电液控制系统 DEH-III A

新华集团新华控制工程有限公司生产的 DEH-III A 是国产化优化设计的典型的汽轮机数字式电液控制系统。DEH-III A 广泛应用于 600、300、200、125MW 等容量等级的汽轮发电机组以及核电汽轮机的控制。有关 DEH-III A 的内容可详见中国电力出版社已出版的《电站汽轮机数字式电液控制系统——DEH》一书。

## 4 汽轮机自动启动 ATC

### 4.1 ATC 的功能

汽轮机在启动或改变负荷时, 由于汽轮机热惯性大, 特别是转子, 如蒸汽温度变化快, 汽轮机内部温差较大, 会产生过大的热应力, 经多次升减负荷的循环, 最终产生热疲劳裂纹, 引起机组疲劳损坏。循环次数与热应力大小关系很大, 循环次数就相当于机组的寿命。例如按寿命 10000 次进行设计, 如果使用不当, 热应力大, 实际寿命可能只有几千次。这就要求进行 ATC 自动控制保证机组寿命。ATC 就是控制机组启动及变负荷过程中, 使机组热应力在许可的范围内。

ATC 控制任务由调度程序和多个子程序组成。它的控制原理是控制汽轮机第一级蒸汽变化速度, 也就是通过控制负荷变化量和变化速率来控制热应力。ATC 控制时, DEH 按机组的负荷、主蒸汽压力、温度、调节级压力与温度算出高、中压转子第一级后表面蒸汽温度, 经过转速和速率修正, 得到第一级后高、中压转子表面温度。根据汽封间隙漏汽量计算出转子表面的放热系数, 再算出转子表面到中心的温度分布, 进而计算出转子表面和中心孔的热应力。由高、中压转子表面和中心的四个热应力中的最大值决定升速率和升负荷率, 并根据此热应力进行机组的寿命损耗累计计算。

通过控制汽轮机的升速率, 即改变汽轮机的进汽量, 改变蒸汽对汽轮机转子的放热系数, 控制汽轮机的温度场变化速率, 达到控制热应力、总应力的目的, 延长汽轮机的寿命。

### 4.2 应力计算与寿命管理

ATC 逐步将控制策略中有关应力计算部分的内容参数化、明晰化。对于机组处于任意变动工况下的寿命损耗计算, 显示于用户界面, 辅以寿命损耗最小为最优化条件的优化运行指导及其实时的汽轮机温度场图示, 形成了在线寿命管理系统。

ATC 的寿命管理真实地记录汽轮发电机组所有工况下的热状态与应力状态的历史数据, 除了用于指导实时的速率与负荷率的变化之外, 还用于对机组日后运行中的寿命合理分配进行设计, 对于参加调峰任务的机组尤其具有指导意义; 此外, ATC 记录的各种报警与运行提示, 给机组的状态检修提供了可参考的资讯。

## 5 高压抗燃油 EH 液压系统

采用高压抗燃油的汽轮机数字式电液控制系统是由数字控制系统 DEH 和高压抗燃油 EH 液压系统组成。EH 系统是汽轮机数字式电液控制系统——DEH 中的一个重要部分,它主要由供油系统、执行机构和危急遮断系统的液压控制系统三大部分组成。供油系统是一个 EH 油储存和处理中心,并向 EH 系统提供稳定的高压油,以此来驱动执行机构;执行机构响应从 DEH 送来的电指令信号,以调节汽轮机各蒸汽阀开度。危急遮断系统是由汽轮机的遮断参数所控制,当这些参数超过其运行限制值时,危急遮断系统发出信号,通过危急遮断系统的液压控制系统关闭全部汽轮机蒸汽进汽阀门,或关闭调节汽阀,以保证汽轮机正常安全运行。

有关高压抗燃油 EH 液压系统中的供油系统、执行机构、一体化供油装置等内容可详见中国电力出版社已出版的《电站汽轮机数字式电液控制系统——DEH》。

## 6 危急遮断系统 ETS

### 6.1 危急遮断系统 ETS 的功能

危急遮断系统 ETS 是在紧急情况下,迅速关闭汽轮机进汽阀门,切断汽轮机所有进汽的保护系统。

危急遮断系统 ETS 包括机械危急遮断系统、热工监视保护装置及现场检测、执行机构等在内的所有保护部套。其中机械危急遮断系统包括危急遮断器、危急遮断油门及其试验和复位装置、手动停机装置、轴向位移遮断装置、真空低遮断装置、油压低遮断装置、隔膜阀等;热工监视保护装置包括电气柜、电源、电子线路板、计算机卡件、继电器、接触器、电气线路及其保护逻辑等;现场检测、执行机构包括用于截断汽轮机进汽的主汽阀及其油动机、再热主汽阀及其油动机、紧急停机电磁阀、各种用于保护功能的压力、温度、行程开关等。

ETS 系统监测的项目包括超速、真空低、油压低、轴向位移大、机组振动大、润滑油温度高、推力瓦及支持轴瓦温度高、差胀大、缸胀超差、偏心大、发电机断水、锅炉燃料跳闸等,部分项目的检测由 TSI 系统、电气系统、锅炉控制系统等分别完成,当这些参数超过设定值后,迅速驱动声光报警装置,或驱动保护执行机构,快速关闭汽轮机阀门,紧急停机,避免机组设备的损坏或防止事故的进一步扩大。

ETS 系统是在 DEH 的调节作用不能限制汽轮机的参数在正常范围内,达到或超出机组安全运行限制值时,紧急停止汽轮机的正常运行。

汽轮机监视仪表 TSI 系统完成对汽轮机某些本体数据的连续监视,并进行综合判断,其判断后给出结论送 DEH 显示、记录、监视或送 ETS 系统进行跳机。因此 TSI 系统侧重于对参数的监视、判断,而 ETS 系统则侧重于在参数超出正常范围后的执行。

ETS 系统的设计应本着简洁、直接、独立、快速的原则设计,应尽量减少各种中间环节和时间延迟,尽量避免转接、扩展和转换。ETS 系统应为一独立系统,一般与调节系统分开设计。系统必须保证即使调节系统故障、失去调节功能的时候,仍具有使汽轮机停止运行的能力。系统应具有独立的供电系统,要求采用冗余的直流电源或交流电源供电。当不能采用独立电源时,或失电后保护逻辑不能被执行时,则必须设计成失电跳机方式。如果采用带电跳闸方式,系统中应具有在线电源监视、报警功能。因此 ETS 系统一

般应设计为失励遮断方式。

ETS 系统必须设计成冗余配置,即为一套系统故障时,另一套仍然具有使汽轮机停止运行的一切功能,且故障的一套系统可进行在线维修、更换,而不对保护功能和机组运行有任何影响。

ETS 系统的逻辑由于要求快速、失励遮断等,因此在不能保证通信可靠、快速的情况下,一般不采用通过 DPU 来实现 ETS 逻辑。

ETS 系统应具有记录跳机原因或事故顺序记录功能,以便于分析事故原因,排除故障。在一般情况下,只报警而不停机的信号不进入 ETS 系统,跳机后联动其他设备的功能不在 ETS 系统内完成,应由其他系统完成,以简化 ETS 系统的设计,避免非关键因素导致汽轮机的重要保护功能受到影响。

ETS 系统在接到运行人员的挂闸或复位指令前,不能自动复位或使汽轮机挂闸,更不允许自动打开汽轮机阀门。

ETS 一般不允许设置保护投切开关,以免保护功能被错误地切除,但在条件允许情况下,可考虑便于调试、检修的措施。在特殊情况下,必须后备投切开关时,该开关必须具有可记录的功能,保护切除后,应有报警提示和记录。

重要的保护功能应设置在线试验的手段。试验可通过 ETS 操作、试验面板,在 DEH 或 DCS 系统中进行。试验时,在机组运行允许的情况下,应能验证 ETS 系统的检测元件、保护逻辑、保护线路以及保护的执行元件,但不会造成主汽门的关闭。

对重要的保护功能,应考虑采用冗余的保护装置和冗余的输入输出通道,冗余的信号在保护系统内进行三选二或四选二等表决方式,提高测量元件的可靠性,并可对测量通道进行试验。

### 6.2 汽轮机超速保护

发生汽轮发电机组超速的可能情况有:

- (1) 由于电气线路故障,造成机组从电网中突然解列,甩去负荷到零。
- (2) 并网前,转速控制情况下,或在单机运行时,转速调节系统控制不稳定。
- (3) 并网运行时,发电机突然失磁,造成机组异步运行。
- (4) 转速控制情况下转速信号突然失去。
- (5) 阀门或执行机构卡涩,造成阀门无法关闭或关闭速度太慢。

为此在汽轮机转子上安装了机械危急遮断器,在 DEH 系统中设计了超速保护控制和甩负荷限制转速飞升(OPC)功能,同时为此配备一套与上述装置独立的测速、超速判断的保护系统——电超速保护装置。预防阀门卡涩造成阀门无法关闭的办法只能通过合理的设计和现场正确的安装来保证,并定期对阀门进行活动试验。

#### 6.2.1 机械超速保护系统

机械超速保护系统由危急遮断器、危急遮断油门、手动停机装置、隔膜阀、超速试验装置等组成。危急遮断器安装在汽轮机的主轴上,随汽轮机一起转动,因此是最直接和最可靠的超速保护形式。

危急遮断器的形式有偏心飞锤式和飞环式,其中飞锤式应用较为广泛。

为了保证危急遮断系统的可靠性,一些较大机组中安装



了两只危急遮断器和对应的危急遮断油门, 其中任意一个危急遮断器动作, 都能够关闭汽轮机的所有进汽阀门。

由于机组正常运行时, 危急遮断器长期处于不动作的状态, 卡涩的可能性很大。因此有必要对危急遮断器能否正常动作进行试验。试验分为注油试验、超速试验和联合方式三种形式。

在做机械超速试验时, 当转速缓慢升高到遮断值, 应密切注意汽轮机的转速。一个司机应站在就地手动遮断装置的旁边, 如果转速达到额定转速的 111%, 而不能自动遮断时, 应立即手动遮断。

### 6.2.2 电超速保护

电超速保护系统由一个安装在盘车齿轮附近的转速发讯器, 安装在机柜内的转速检测、判断卡件等组成。

电超速保护装置的转速测量一般应与 DEH、TSI 系统等分开, 采用独立的测速探头和独立的测速回路, 同时为了防止单个元件故障, 一般应设计成三选二系统, 以防止个别元件故障影响超速保护跳机功能。

转速的测量必须准确、快速。一般要求精度在 0.1% 以内, 转速测量回路时间 (以发生超速到发出逻辑指令) 应小于 20ms。

为区别 DEH 或其他系统的 110% 超速信号, 以方便系统试验, 一般将 ETS 的超速保护定值设置为 110%~112% 额定转速。

ETS 系统测量的转速信号, 在有条件的情况下, 应予以监测, 故障情况下应报警。ETS 超速保护功能应根据电力行业规范进行试验验证。

## 6.3 汽轮机轴向位移保护

汽轮机因轴向推力过大, 使推力轴承过负荷, 破坏油膜, 推力瓦块与推力盘之间产生干摩擦, 造成乌金熔化。这时, 汽轮机转子沿轴向移动, 转动部件与静止部件发生摩擦甚至碰撞, 造成严重机械事故。因此, 一般汽轮机都配备轴向位移监视和保护系统。

目前, 大多数轴向位移保护系统采用涡流探头来检测转子的轴向移动, 四个探头分为两组, 分别检测正向与负向的位移。探头输出的电压与探头表面和转子推力盘的距离成正比, 该信号经前置器变换后, 进入 TSI 系统。TSI 系统判断该信号大小超过遮断整定值时, 发出开关量触点信号至 ETS 系统, 由 ETS 系统遮断汽轮机。

## 6.4 EH 油压低、轴承油压低、真空低保护

这几项保护功能, 当设置有双通道的试验块时, 可分成左、右两个通道, 分别由四个检测元件检测上述每项参数。只有在 2 个通道, 都检测到该参数超过运行极限时, 才发出停机信号, 该逻辑在 ETS 系统内完成, 可防止误动或拒动的发生。同时由于四个元件分布在两个通道上, 因此可进行在线试验。

## 6.5 其他保护功能

ETS 系统还可以接受其他系统来的跳机信号, 如来自 TSI 系统的有: ①振动大保护; ②差胀大保护; ③缸胀大保护; ④轴承油温度高保护; ⑤推力瓦温度高保护; ⑥支持轴承温度高保护等信号。来自 DEH 系统的有: ①汽轮机进水; ②汽缸压比低; ③排汽压力高; ④DEH 失电等信号。

ETS 系统还可以接受来自锅炉安全保护系统的 MFT 信

号和来自电气系统的发电机断水等信号。对于中压缸启动的机组, 还必须考虑与旁路系统有关的保护信号。这些信号由相应系统检测后, 其结果送 ETS 系统跳机。

ETS 系统还提供了遥控遮断汽轮机的接口, 当用户遥控汽轮机遮断信号接点闭合时, 继电器被短接, AST 电磁阀动作, 使汽轮机遮断。

## 6.6 ETS 遮断逻辑

在每一个遮断通道中, 每个遮断功能有一个遮断控制继电器接点。如果任意一个汽轮机遮断功能达到一个遮断水平, 则相应的遮断控制继电器接点打开, 将 AST 电磁阀释放, 由此就将自动停机遮断总管中的油压泄掉。当遮断原因消除后, 该遮断继电器只有通过按下“复位试验遮断”按钮或“挂闸”按钮, 才能重新动作。

## 6.7 ETS 系统的主要信号

### 6.7.1 ETS 系统的复位

为使 ETS 系统恢复正常工作状态, 需要通过运行人员的干预来完成。该信号可来自 BTG 盘上的按钮或 DEH 及其他热控系统的画面按钮。注意: 此按钮仅仅完成 ETS 逻辑状态的复位工作, 而不会建立安全油压, 更不允许此信号直接开启主汽门。

有时也可采用主汽门关闭信号经延时后, 自动复位 ETS 跳机逻辑, 其设计思想是主汽门关闭且延时后, 则认为跳机功能已完成, 机组已停止运行, 则可恢复 ETS 逻辑。

### 6.7.2 汽轮机挂闸信号

机组启动前, 机组安全油压未建立, 主汽门及其他阀门处于关闭状态, ETS 挂闸功能完成建立安全油压, 开启主汽门的动作。挂闸指令信号可来自 DEH 系统或 BTG 盘上。该信号为不带闭锁的按钮信号或短时间的脉冲信号, 即不允许长时间向 ETS 系统发出挂闸信号, 以免造成 ETS 逻辑的执行受到影响。

### 6.7.3 遥控手动停机信号

遥控手动停机功能用于在紧急情况下, 运行人员认为必须立刻停机时使用。一般地, 在汽轮机前轴承箱前上安装有就地手动停机装置, 通过直接泄去安全油压的办法停机。但在电气方面, 必须在 BTG 盘上或运行人员可直接操作的地方设置遥控手动停机按钮。

手动停机按钮必须直接接入 ETS 系统, 不允许经过继电器扩展等间接转换。手动停机按钮提供两副触点, 一副直接切断 AST 电磁阀电源, 另一副动合触点进入 ETS 逻辑。

### 6.7.4 机炉电联锁信号

为保护汽轮机起见, 电厂机炉电联锁一般应设计成: 锅炉联跳汽轮机, 汽轮机联跳发电机。除非发电机故障, 正常跳机时应先跳汽轮机, 汽轮机主汽门关闭或发电机出现逆功率时再跳发电机。

ETS 软件和逻辑设计应简洁、清楚, 且停机信号优先。ETS 软件应能在设备停电后能可靠保存在 ETS 中, ETS 通电后自动运行。

## 6.8 高压抗燃油危急遮断系统

高压抗燃油危急遮断系统由危急遮断控制块、试验遮断块、隔膜阀和其他一些卸载阀、电磁阀、单向阀等部件组成。

在汽轮机前轴承座上装有隔膜阀, 提供了高压抗燃油系统的自动停机危急遮断部分和润滑油系统的机械超速和手动

停机部分之间的接口。从机械超速和手动遮断总管来的润滑油供到隔膜阀的上部,其克服弹簧力将阀关闭,这就封闭了自动停机危急遮断总管中的高压抗燃油的泄油通道。只要有一个遮断动作,机械超速和手动遮断总油管中的油压消失,会使弹簧开启隔膜阀,去抗燃油而停机。润滑油和抗燃油之间相互隔离。

通常在前轴承座上的危急遮断控制块中装有六个电磁阀,其中四个电磁阀是 AST 停机遮断电磁阀,在正常运行时它们被励磁关闭,从而封闭了自动停机危急遮断总管中抗燃油的泄油通道,使所有蒸汽阀执行机构活塞下的油压就可以建立起来。当电磁阀打开,则总管泄油,导致所有蒸汽阀关闭而停机。AST 电磁阀是组成串并联布置,具有多重冗余的保护性。每个通道中必须至少有一个电磁阀打开,才可导致停机。

还有两个电磁阀是超速保护控制器 OPC 电磁阀,它们是受 DEH 系统 OPC 部分所控制,布置成并联。正常运行时,OPC 电磁阀失磁关闭,封闭了 OPC 总管油液的泄放通道,使调节汽阀和再热调节汽阀的执行机构活塞下建立起油压。当转速达 103% 额定转速时,OPC 动作,该两电磁阀就打开,使 OPC 母管油液泄放。这样,执行机构上的快速卸载阀就打开,使调节汽阀和再热调节汽阀立即关闭。在自动停机危急遮断油路和 OPC 油路之间的止回阀是用来维持危急遮断油路中的油压,使主汽门和再热汽门保持全开。当转速降低到低于 103% 额定转速时,该两电磁阀关闭,调节汽阀和再热调节汽阀重新打开,从而由调节汽阀来控制转速,使机组维持在额定转速。

在前轴承座上还装有不锈试验组件,四个独立的试验组件块分别由钢制试验块、压力表、截止阀、电磁阀和针阀组成,每个组件布置成双通道,以便在一个通道工作时试验另一通道,控制逻辑禁止同时试验两个通道。四个试验块分别监视并试验低轴承油压、低真空(两个)和低 EH 油压。

机械超速遮断由装在转子前端轴上的偏心重锤、危急遮断油门及复位装置、隔膜阀等组成。当转速超过整定点时,飞锤飞出,从而使危急遮断油门中的碟阀起座,将机械超速和手动遮断总管中的油压泄掉,使隔膜阀起座,造成危急遮断总管油压骤跌,汽轮机停机。

## 6.9 OPC 与 ETS

ETS 系统与 DEH 系统有着密切的联系,ETS 系统通过 DEH 系统的 EH 部件及油管路来完成保护动作。ETS 保护系统动作后,必须使 DEH 的各个环节连锁动作。ETS 系统的跳机信号除送到 AST 电磁阀使主汽门快速关闭外,还同时送到 DEH 控制器和阀门驱动卡内,清除指令信号。也可以采用机组已经跳闸信号 ASL,联动 DEH 清除阀门指令,否则将造成大量的 EH 油从伺服阀直接流回油箱,甚至造成 EH 油泵供油不足,油压下降,连锁 EH 备用油泵启动。

103% 超速保护控制信号使 OPC 电磁阀动作,关闭高压调节汽门和中压调节汽门,但机组不跳闸。OPC 动作信号同样送到 OPC 电磁阀、DEH 控制器和阀门驱动卡内,清除指令信号。否则同样会造成大量的 EH 油从伺服阀直接流回油箱,甚至造成 EH 油泵供油不足,油压下降,连锁 EH 备用油泵启动。由于调节汽阀数量多,用油量大,即使双泵同时运行,也会很快造成油压低而跳机。因此 DEH 中的 OPC 功能和 ETS 互为备用,使机组运行的可靠性大大提高。

上海新华控制技术(集团)有限公司采用 CPLD 器件设计的 ETS 系统,针对不同机组,可采用三重冗余方式或双

重冗余方式,除具有较高可靠性外,还具有如下特点:

- (1) 设计简洁,直接输入输出。
- (2) 与 DEH 系统完全独立。
- (3) 采用逻辑器件完成,速度快、可靠性高。
- (4) 消除了信号故障、模件故障对系统的影响。
- (5) 物理上分散布置,提高可靠性。
- (6) 按照失励、失电、失磁遮断方式工作故障安全型保护系统。
- (7) 可对跳机信号进行 SOE 记录、显示,分辨率小于 1ms。
- (8) 可记录首出原因。
- (9) 所有跳机信号均可进行历史记录、趋势分析、报警。
- (10) 与 DEH、DCS 系统一体化。

## 7 给水泵汽轮机数字式电液调节系统 MEH

锅炉给水泵汽轮机调节系统通常采用微处理器数字式电液控制系统,通常简称为 MEH 系统。其主要用于电厂两台 50% 给水泵汽轮机的控制,可与 DEH、BPS 等实现联网,共享数据;又可以通过 DEH 的网络接口站,与 DCS 系统联网。

MEH 能够接受 CCS 给水控制系统指令,对给水泵汽轮机进行大范围转速闭环控制。

### 7.1 硬件结构

MEH 控制系统由控制机柜、端子柜、操作盘、连接电缆等组成。MEH 系统的操作与显示,数据、曲线的记录等均由与之相连的 DEH 系统完成。

MEH 控制机柜由冗余控制器、冗余电源、I/O 卡件、电源开关箱、内部连接电缆等部件组成。端子柜由端子板、电源铜排、接地铜排、电缆走线槽等组成。

### 7.2 MEH 系统功能

MEH 系统功能包括汽轮机复位、手动控制功能、转速自动控制功能、锅炉自动控制功能(CCS 遥控)、超速保护及试验功能。

当汽轮机允许复位时,按下操作盘上的复位按钮,就可以通过保护系统使汽轮机复位,此时,可以通过 MEH 开启高、低压主汽阀,准备启动。

手动控制为 MEH 的后备操作方式,在 DPU 双机故障情况下,或在低转速(小于 600r/min)时,运行人员可通过操作盘上的手动操作按钮直接控制给水泵汽轮机的调节阀,调整转速。此时 MEH 系统仅控制高、低压调节汽门阀位。转速为开环控制方式。

手动控制方式可以在操作面板上通过按钮来选择。另外,当系统中出现下列情况时,MEH 系统自动切换到手动控制方式。

- (1) 两路以上转速信号故障。
- (2) 转速控制偏差大于预定值,一般为 500r/min。
- (3) 阀门控制卡故障。
- (4) 转速小于 600r/min。

手动控制逻辑和自动控制逻辑不断互相跟踪,保证相互切换无扰动。当上述故障信号消失后,可以将控制切换回自动方式。

在手动方式下,操作员通过操作阀门增减按钮来调整阀门位置,操作员可以通过监视操作面板上的高、低压阀门开



度,也可以监视实际机组转速。

转速自动控制功能是通过运行人员在操作员站 CRT (或操作盘) 上改变转速定值来调节实际转速,达到控制锅炉给水的要求。转速自动控制可以在操作盘上通过按钮来选择。转速自动控制的范围一般为  $600 \sim 6600 \text{ r/min}$ 。此时 MEH 系统除控制高、低压调节汽门阀位外,还采用 PID 控制规律来闭环控制汽轮机转速。PID 的输入为转速给定值,输出为阀位指令,阀位指令被送入阀门控制卡中。PID 参数如比例系数、积分时间等可以在线调整。

锅炉自动控制功能 (CCS 遥控) 是在 MEH 转速自动的基础上,由 CCS 来遥控其转速定值,调节实际转速达到锅炉给水的闭环控制。

超速保护及试验功能是 MEH 监测到锅炉给水泵汽轮机转速达  $105\%$  及  $110\%$  额定转速时,发出跳机信号,通过保护系统,关闭汽轮机所有主汽阀及调节阀。

利用 MEH 可进行机械超速保护试验。由 MEH 闭锁  $105\%$  额定转速的电超速遮断值,通过 MEH 提升转速,检测给水泵汽轮机机械超速值。若机械超速保护装置处于故障没有发出遮断动作信号时,可由 MEH 系统的  $110\%$  遮断或由运行人员手动停机。

为保证给水泵汽轮机的安全,有必要定期对高、低压主汽阀进行活动试验,防止在紧急关闭的情况下发生卡涩,为此 MEH 系统中设计了阀门活动试验功能。一般地,对于高压主汽门可进行全行程试验,对于低压主汽门只能进行部分行程的试验。这通过一个安装于油动机上的试验电磁阀和相应的行程开关来完成。

## 8 旁路阀门电液控制 (BPC)

旁路系统的作用与功能可参见本卷第 7 篇第 4 章“汽轮机旁路系统”。

### 8.1 旁路控制系统的功能

在启动过程中,旁路控制系统控制旁路阀门,并将多余的蒸汽由旁路阀门直接引入凝汽器。控制系统实现压力、温度的自动控制及运行方式的选择和必要的保护,例如:

- (1) 高压缸、中压缸或联合启动方式。
- (2) 定压、滑压运行。
- (3) 主蒸汽压力、热再热压力自动控制。
- (4) 高压旁路后温度、低压旁路后温度自动控制。
- (5) 最大、最小开度控制。
- (6) 超温、超压保护。
- (7) 快开、快关保护。
- (8) 升压率限制。
- (9) 低压旁路流量限制。
- (10) 手动、自动控制,互相跟踪,无扰切换。
- (11) 压力控制阀与温度控制阀开、关连锁。

### 8.2 旁路控制系统及其组成

旁路控制系统是保证中间再热机组安全、可靠、经济运行不可缺少的调节系统之一。旁路控制系统具有液动、电动和气动三种形式,在一些应用中,同一机组也可以三种形式并存。比如:压力调节阀采用液压驱动,温度调节阀采用压缩空气驱动。在  $300 \text{ MW}$  及以上机组中较多采用液压旁路,在  $200 \text{ MW}$  及以下机组中较多采用电动及气动旁路。

高压抗燃油旁路控制系统结合了数字控制器的稳定可靠与高压抗燃油快速的特点,用于控制蒸汽旁路系统的阀门。

旁路控制系统 BPC 与汽轮机数字电液控制系统 DEH,给水泵汽轮机数字电液控制系统 MEH 构成了汽轮机岛热控系统。BPC 采用与 DEH、MEH 系统相同的硬件结构和软件平台,通过公用的工程师站和操作员站对系统进行维护和操作显示。用户能够随时在线或离线对旁路控制系统的控制算法进行组态、修改、上装和下装。BPC 旁路控制系统中的数据可以通过数据高速公路与其他系统实现数据通信和数据共享。

典型的  $300 \text{ MW}$  再热凝汽式汽轮机旁路阀门由高压旁路压力阀 (BP)、高压旁路喷水阀 (BPE)、高压旁路喷水隔离阀 (BD)、低压旁路压力阀 (LBP)、低压旁路喷水阀 (LBPE) 组成。

BPC 旁路控制系统电子部分由电子控制柜、I/O 控制卡件、端子板、电缆、操作盘、电/液、电/气转换部件和执行机构等组成。

各种现场压力、温度及开关量信号进入输入输出卡件,再送到分散处理单元内进行运算和处理,得到控制各阀门的指令后转换成驱动现场电/液或电/气转换部件的信号。对于液压旁路,该信号为一双向电流信号;对于电动旁路,该信号为一脉冲信号;对于气动旁路,该信号为单向直流信号。这些信号送到执行机构,来控制旁路阀门的开度。同时,阀门的实际开度也反馈到旁路控制系统内,形成闭环控制。

旁路系统操作盘通常布置在集控室内,它是手动方式下旁路系统的控制手段。操作盘上设有手动按钮、阀门增减按钮等,通过操作盘上的按钮,操作人员可以选择手动控制方式,直接控制阀门位置。

### 8.3 BPC 控制系统的运行方式

BPC 一般有三种运行方式,即启动方式、滑压方式和定压方式。

启动方式又称阀位方式。这是锅炉点火到汽轮机冲转前的旁路运行方式。启动方式分为高压缸启动方式和中压缸启动方式。

当主蒸汽压力升高到冲转压力时,旁路系统自动转为定压运行方式,这时压力整定值保持一定,以保证汽轮机启动时的主蒸汽压力,实现定压启动。随着锅炉燃烧率的增加,汽轮机负荷逐渐上升,当汽轮机负荷上升到额定负荷的  $35\%$  左右时,高压旁路门应逐渐关闭。最后高压旁路门完全关闭时,旁路系统自动切至滑压运行方式。

### 8.4 BPC 控制系统的工作原理

BPC 旁路控制系统由五个控制回路组成,分别是高压旁路压力控制回路、高压旁路温度控制回路、高压旁路喷水隔离阀控制回路、低压旁路压力控制回路和低压旁路温度控制回路。

#### 8.4.1 高压旁路压力控制回路

当旁路系统处于启动方式时,由于主蒸汽压力小于给定值发生器输出的最小压力定值,因此 PID 调节器的输入为负值。这时, PID 调节器输出为最小阀位  $Y_{\min}$ 。当主蒸汽压力上升到给定值发生器输出的最小压力定值  $p_{\min}$  并继续增长时, PID 调节器输出的阀位定值  $Y_s$ 。在原来整定的最小开度  $Y_{\min}$  基础上逐渐增大。 $Y_s$  与高压旁路阀最大开度  $Y_{\max}$  比较,其差值送入给定值发生器,若  $Y_s < Y_{\max}$ , 给定值发生器输入值为负值,给定值发生器输出为  $p_{\min}$ ; 若  $Y_s > Y_{\max}$ , 给定值发生器输入为正值,给定值发生器输出由  $p_{\min}$  开始上升。因此随着主蒸汽压力的上升,主蒸汽压力给定值也跟踪



上升。

当主蒸汽压力上升到冲转压力时,逻辑回路使旁路系统转为定压方式运行。主蒸汽压力保持在切换瞬间的值,即冲转压力。随着汽轮机冲转后耗汽量的增加,高压旁路阀逐渐关闭,当高、低压旁路阀完全关闭后,系统转为滑压运行方式。

BPC 控制系统经过计算输出的阀门指令信号送到阀门控制卡内,与阀门实际位置比较,从而控制旁路阀门到达指定的位置。

#### 8.4.2 高压旁路温度控制回路

当旁路系统运行时,温度控制回路通过喷水阀向高压旁路阀的蒸汽膨胀室喷水冷却蒸汽,以保持高压旁路阀后温度为设定值。高压旁路阀后实际温度  $T_{bp}$  与温度设定值比较,得到温度控制的偏差,送入 BPC 温度控制 PID 调节器, PID 调节器的输出即作为高压旁路喷水阀位给定值的一部分,送入阀位控制回路。

为了改善温度控制特性,特别是蒸汽流量大时减少喷水量的过调和蒸汽流量过小时增强喷水量的稳定性,采用 PD 环节补偿测温元件的时间延迟,同时动态地改变控制器的放大信号,使之与蒸汽流量相匹配。

蒸汽流量是由主蒸汽压力与高压旁路阀开度经函数转换得到的通流面积相乘而算出的。蒸汽流量信号与 PID 调节器的输出信号相乘得到喷水阀的阀位定值信号。

当高压旁路阀开度  $Y_{bp} > 2\%$  时,阀位定值仅由温差和蒸汽流量决定;当  $Y_{bp} < 2\%$  时,高压旁路喷水阀完全关闭。在冷态启动时,高压旁路阀后温度低于温度给定值, PID 调节器输出为 0,因此即使有一定蒸汽流量通过,高压旁路喷水阀仍然保持在关闭状态。

#### 8.4.3 高压旁路喷水隔离阀控制回路

高压旁路喷水首先经过高压旁路喷水隔离阀 BD。BD 阀的作用,一是当旁路阀关闭后作为隔离阀;二是降低给水压力。在 BD 阀全开时, BD 阀前后压力降大约为 0.6 倍。BD 阀是两位控制,与高压旁路阀 BP 经逻辑回路连锁。 $Y_{bp} > 2\%$  时, BD 阀全开;  $Y_{bp} < 2\%$  时, BD 阀全关。BD 的开启和关闭在 CRT 上有指示。当 BD 阀不在全开或全关位置时, BD 阀开、关指示灯将闪烁。

#### 8.4.4 低压旁路压力控制回路

在启动阶段为启动方式。此时低压旁路阀开度为最小值  $Y_{min}$ , 压力设定值为最小压力定值  $p_{min}$ 。当汽轮机冲转时,低压旁路控制回路维持此最小压力不变。大约在 30% 以上负荷时,再热器出口压力与负荷成正比。在此阶段中,汽轮机中低压部分运行在滑压方式。低压旁路的压力定值为再热器出口压力加上一个固定的偏差  $\Delta p$ , 以保证低压旁路阀 LBP 在关闭状态。

低压旁路压力定值与再热器出口压力进行比较后得到的差值即送入 PID 调节器进行处理, PID 调节器的输出即为低压旁路阀的阀位给定值  $Y_s$ 。低压旁路阀的阀位回路工作原理与高压旁路阀相同。

为了防止旁路运行时凝汽器过载,必须限制低压旁路的蒸汽流量。一般通过限制低压旁路阀后压力来实现这一目的。低压旁路阀后压力  $p_{lbp}$  与代表最大蒸汽流量的压力限制值  $p_{lbpmax}$  比较,当  $p_{lbp} > p_{lbpmax}$  时,经过低选,将此信号送入 PID 调节器,限制 PID 的输出上限,使低压旁路阀 LBP 向关闭方向动作。

#### 8.4.5 低压旁路温度控制回路

低压旁路温度控制回路是低压旁路压力控制回路的随动

系统。通过低压旁路阀的开度  $Y_{lbp}$  转换为相应的通流面积与再热器出口压力  $P_{lbp}$  及低压旁路入口温度  $T_{lbp}$  运算后,得到通过低压旁路阀的蒸汽流量,再经函数转换成低压旁路阀的阀位给定值,送入 LBPE 的阀位控制回路。

### 8.5 BPC 的保护与联锁

BPC 旁路控制系统除对旁路系统进行正常调节外,还具有对主机及辅机的保护功能。一般包括以下几个方面。

(1) 凝汽器保护。下列情况下,旁路控制系统迅速关闭低压旁路阀门。

- 1) 凝汽器真空低(三选二)。
- 2) 凝汽器温度高。
- 3) 凝汽器液位高。
- 4) 低压旁路喷水压力低。
- 5) 低压旁路阀后温度高。

(2) 下列情况下,旁路控制系统使高压旁路阀立即开启。

- 1) 汽轮机跳闸。
- 2) 油开关跳开。
- 3) 锅炉 MFT 动作。
- 4) 主蒸汽压力太高。

(3) 下列情况下,旁路控制系统使高压旁路阀立即关闭。

- 1) 高压旁路阀后温度过高。
- 2) 低压旁路阀故障。
- 3) 汽轮机 110% 超速。

(4) 下列情况下,旁路控制系统使低压旁路阀立即开启。

- 1) 汽轮机 110% 超速。
- 2) 高压旁路快开。
- 3) 再热压力太高。

在必要时,还可根据需要,由 DEH 对旁路系统进行切除,闭锁旁路系统。

### 8.6 BPC 伺服执行机构

电液伺服机构是旁路控制系统重要组成部分之一,300MW 汽轮机旁路系统有五套执行机构,分别控制高压旁路阀(BP)、高压喷水阀(BPE)、高压喷水隔离阀(BD)、低压旁路阀(LBP)和低压喷水阀(LBPE)。除了高压喷水隔离阀(BD)为开关型执行机构外,其余均为控制型执行机构。

执行机构的油缸,其开启、关闭均由抗燃油压力驱动,属双侧进油的油缸。液压油缸与一块液压集成块连接,在这个集成块上装有截止阀、滤芯、闭锁阀、伺服阀、止回阀、节流阀和电磁换向阀等。每个执行机构在全开全关位置分别设置一个行程开关。

高压旁路阀(BP)、高压喷水阀(BPE),此两种执行机构属于控制型,可以将相连阀门控制在任意的中间位置上,成比例地调节阀门的开度以适应需要。

其工作原理是:经 BPC 处理后的欲开大或者关小阀门的电气信号经过伺服放大器放大后,在电液转换器—伺服阀中将电气信号转换成液压信号,使伺服阀主阀芯移动,并将液压信号放大后控制高压油的通道,使高压油进入油缸活塞和阀杆的连接块从而带动阀门的启闭。

当油缸活塞移动时,同时带动线性位移传感器,将执行机构的机械位移转换成电气信号,作为负反馈,与前面电气

信号相减,只有在原输入信号与反馈信号相等后,使输入伺服放大器的信号为零时,这时伺服阀的主阀芯回到中间位置,不再有高压油通向油缸的上下腔,此时与其相连的阀门便停止移动,停留在一个新的工作位置。

关闭执行机构上的截止阀和锁住阀,可以切断高压油路,使得在旁路控制系统运行情况下,可以在线更换伺服阀和滤芯、滤网。伺服阀由一个力矩电动机和两级液压放大及机械反馈系统组成,与 DEH 系统中使用的伺服阀相同。为了增加调节系统的安全性,在伺服阀中设置了反馈弹簧,在伺服阀调整时有一定的机械零偏。在运行中突然发生断电或失去信号时,借机械力量最后使滑阀偏移一侧,使阀门关闭。为了提高控制系统的可靠性,每个执行机构中,安装两个位移传感器。调节节流阀可以调整该执行机构全行程动作时间。

当伺服阀卡住或控制系统故障时,闭锁阀通电,使该阀处于闭锁状态,让阀门保持在原来位置。既可以关闭截止阀,进行在线维修,也可通过另外的电磁阀实现阀门遥控,增加控制系统的可靠性。

对于需要阀门快速开启或关闭的系统,配备大流量三位四通电磁换向阀,该阀是由电磁阀作为先导控制的换向阀作为一级阀,液压放大的主阀作为二级阀。由于二级液压换向阀通径大,通流量大,故可作为该执行机构快行程关闭之用,可以使阀门的快速关闭时间达到 2~3s。

高压蓄能器安装在低压旁路阀执行机构的附近。它能稳定油系统油压,在系统中主要是快行程关闭且需用油量较大时,起补充油量作用。

高压喷水隔离阀的执行机构为开关型,较为简单,在液压集成块上装上截止阀、滤网、止回阀和步进阀,即可满足该执行机构要求。

## 9 汽轮机监测仪表系统 TSI

### 9.1 TSI 的功能

汽轮发电机组运行时处于高速旋转状态,动静之间的间隙很小,当机组出现故障或失去控制时,会造成设备的重大损坏,甚至出现毁机。因此大容量汽轮发电机组对汽轮机的监测和可靠的保护提出了更高的要求,准确的监测和可靠的保护是汽轮机安全运行的重要保证。采用汽轮机监测仪表系统 TSI,可以连续地对汽轮机进行检测,当参数超限时,能可靠地使机组紧急停机,防止事故的扩大。

我国大型汽轮发电机组都配置了 TSI 系统。目前国内应用较多的是飞利浦和本特利公司的设备,也有采用日本森川的产品。

汽轮机监测仪表系统 TSI 是一种可靠的连续检测汽轮发电机参数的多通道监控系统。它可用于显示机组工作状态,为记录仪提供输出信号,并在参数超限时报警;还能使汽轮机停机,提供用于诊断性估算的各种测量数据。TSI 系统监控的内容有转速、振动、轴向位移、胀差、偏心率、汽缸热膨胀、阀位和行程、零转速等。

转速是汽轮机启停过程中必须监视的参数,并网后,汽轮机的转速反映电网的周波。转速信号的测量采用直流测速发电机和磁阻式传感器。国内外汽轮机控制系统广泛采用磁阻式传感器。

振动是高速旋转机械重要的监视参数,汽轮机的振动有两种测量方法,即测量轴承振动和测量轴振动。

轴向位移、胀差、汽缸的绝对膨胀、阀位和行程的测

量方法都是测量机械位移。轴向位移和胀差监测都采用非接触式测量,过去用电磁感应式传感器较多,而现在都用涡流式传感器。汽缸热膨胀、阀位、行程等测量都采用 LVDT。

### 9.2 TSI 的测量技术

TSI 监测的参数很多,从测量技术的本质来看,实际是测量机械位移。转速是测量旋转机械转子的角位移;轴向位移、胀差、汽缸的绝对膨胀、阀位和行程等是测量静位移;轴承振动、轴振动、偏心率是测量动位移。所反映的测量值是探头与被测对象的间隙量,把间隙变化转换成电量变化是由传感器来实现的。非电量转换是汽轮机监测技术的核心,非电量转换的技术水平取决于传感器技术,因此传感器技术是 TSI 技术的关键。

最早使用的是机械式位移传感器,进而使用电感式传感器,目前又广泛采用涡流传感器。

机械式传感器是采用直接接触的方式测量位移量,它最大的缺点是输出信号不能远传,只能用于就地监视。接触式测量存在磨损问题,容易损坏。

电感式传感器是采用电磁感应的原理实现非电量转换,常用的是差动变压器。涡流式传感器采用涡流效应原理实现位移监测。目前,国内外广泛采用涡流式传感器。涡流式传感器的探头是一个扁平的线圈,通以 1~2MHz 的高频电流,高频电流由前置放大器提供。当导电体或导磁体接近高频线圈的磁场范围内,导电体内产生涡流,涡流效应对传感器线圈产生反作用,使高频线圈的电感量及 Q 值产生变化。选择高频线圈的形状和参数,就可以监测传感器与检测物体之间的位移量。

我国近几年来陆续进口了一些汽轮机监测保护装置,以德国飞利浦公司的 RMS-700 系列和美国本特利公司的 7200 系列和 3300 系列应用较多。这些装置的共同特点是检测元件都以电涡流探头为主,辅之以差动变压器、惠斯顿电桥以及速度传感器等。采用电涡流技术的监测装置反应灵敏、线性好、比较准确可靠、安装调试方便。

### 9.3 TSI 监测仪表简介

#### 9.3.1 飞利浦公司 RMS-700 型汽轮机监视保护系统

飞利浦公司 RMS-700 型汽轮机监视保护系统由监视部分的传感器、前置器、监视器、电源、指示记录仪表及电缆等设备组成。

RMS-700 监视系统具有的功能:接收转速、位移信号,完成对转速、轴弯曲率、轴位移、胀差、轴振动、轴承振动信号的测量和转换处理。

(1) 模拟量信号 0~10V、4~20mA 输出信号具有开路和短路恒流能力。

(2) 开关量输出信号:报警值、危险值、线路故障及零转速信号。

(3) 各个监视通道运行状态记录和显示。

(4) 各个监视通道具有越限报警和危险跳机能力。

(5) 自检功能能手动检查传感器和电缆工作状态。

(6) 检验功能能手动检查越限检测器工作状态。

(7) 具有延时功能,防止误报警。

(8) 在闭锁状态下有越限记忆和恢复功能。

(9) 具有插件故障和插件识别能力。

(10) 具有扩展量程和频率选择能力。

监视通道简单工作原理:传感器接收的信号,经前置器



进行解调,将高频信号解调成直流信号,经线性化处理,再经放大,输出到监视器。监视器将信号分成两部分,一部分为测量信号部分,将信号进行整形、放大、转换,输出标准信号供指示记录仪表进行正常运行监视;另一部分为信号整定限值报警部分,信号经放大、越限比较,输出越限报警信号。

RMS-700 的传感器有:

(1) 磁敏半导体传感器 PR9376/20, 监测转速和鉴相磁电式速度传感器 PR9266/02、PR9268/20。

(2) 电涡流式传感器 PR6423/01、PR6423/32、PR6426/01、PR6426, 监测轴振动、轴弯曲、轴向位移、胀差。

前置器: CON010。

RMS-700 的监视器为组件式结构,集中供电,集中监视。所有监视器模块集中由一个监视柜完成。监视器有:

(1) 转速监视器 RSM010、RSM020, 部分装置还配有 RSM050 双通道大值选择器。

(2) 轴承振动监视 VBM030。

(3) 轴振动监视器 VBM010, 部分装置配有 VBM040 双通道水平垂直大值选择器。

(4) 轴弯曲率监视器 SDM010, 部分装置用 SEM010。

(5) 轴向位移监视器 SDM010。

(6) 胀差监视器 SDM010, 部分装置配有 OPM010 相加器、CHC010 监视器。

RMS-700 的电源: SPS720/125 $\pm$ 15V 电源, PSM124+24V 电源, UEM010-24V 电源; 部分装置 +24V 电源用 PSG124, -24V 电源用 SCM040; SCM040 还有  $\pm$ 15V、+24V 电源输出作备用电源。

监视柜为四层框架布置,第一层为电源,第二、三、四层为各监视通代模块。监视器部分还装有两块检查测量通道的模拟仪表 ASI020, 部分装置为一块模拟表 ASI020 和一块数字指示表 DSI020。监视柜除装有监视器外,还有供各路报警、危险、线路故障输出用的继电器以及输入输出接线端子和散热用的低噪声风扇。

监视装置还配有数字电压表、三线记录表、六点记录表, 部分装置采用 30 点数字式记录表以取代线、点记录表。

### 9.3.2 本特利 7200 系列、3300 系列汽轮机监视仪表

本特利 7200 系列、3300 系列汽轮机监视仪表同样由框架、电源、监视表、探头、前置器等组成,所监视的项目有转速、零转速、偏心、轴向位移、胀差和振动等。除轴承盖振动(简称盖振)采用电磁式传感器外,其他检测均采用涡流传感器。本特利与菲利浦相比,本特利未设机柜,监视仪表装在专门的框架内,整个监视仪表可以装在控制间内,也可装在控制盘上,每个监视表上带有指示表,不另设指示装置。振动测量采用瓦振和轴振矢量合成,既可测轴的绝对振动,又可测瓦振和轴对瓦的相对振动。

美国本特利 3300 系列 TSI 为组件仪表,由两个框架组成。每个框架从左面数第一格为系统电源 PS, 第二格为系统监视器 SM, 以后为各相应监视通道。其中 1 号框架安装轴向位移的 TBW1, 胀差 DE, 转速 SD, 零转速 ZS, 偏心(鉴相)RX/K $\phi$ , 缸胀 CE; 1 号、6 号瓦盖振 VB1, 6; 7 号、8 号瓦盖振 VB7, 8; 2 号瓦复合振 VB2; 3 号瓦复合振 VB3; 4 号瓦复合振 VB4; 5 号瓦复合振 VB5。2 号框架安装轴向位移 TBW2; 1 号、6~8 号瓦 X、Y 向相对振动 VB1(X, Y), VB6(X, Y), VB7(X, Y), VB8(X, Y); 2 号、3 号瓦 X 向相对振动 VB2, 3(X); 4 号、5 号瓦 X 向相对振动 VB4, 5(X)。继电器组件和信号组件装在各个框架的

后部。

从就地各探头送出的监测信号通过前置器输出到 1 号、2 号框架监视器端子上,盖振传感器输出信号直接送至 1 号框架。监视仪表将现场来的信号经过处理后,通过正面显示各监视信号的模拟量,同时还输出 4~20mA DC 信号到 DEH、DAS 供 CRT 指示,它与 DEH 系统配合构成了一套完善的汽轮机监视和控制系统,此外,监测仪表还可以输出报警信号至光字牌,以及输出跳闸信号至 ETS 系统。

轴向位移测量与止推轴承法兰表面的间隙,防止止推轴承的损坏。通常安装两个双通道轴向位移监视器,每一个双通道位移监视器由两个 14mm 涡流传感器、两个相应的前置器和两根延长电缆组成,两个通道组成或门报警,两个通道组成与门发出停机信号,从逻辑上防止了误动作。这两个通道中的一个如发生故障,可以把它切除转到单通道工作状态。两个通道轴向位移监视器都可以单独工作,也可以同时工作,共同监视汽轮发电机的运行情况,这样提高了汽轮机安全运行的可靠性,每个通道都有相应的继电器接点输出。

相对膨胀用来连续指示转子与机壳的轴向间隙,防止动静摩擦导致的灾难性事故。相对膨胀监视器为补偿式输入胀差监视器,可连续监视轴相对于机壳的增长,两个探头以补偿方式安装,扩大传感器的量程范围,每一个监视器由两个 35mm 涡流传感器、两个相应的前置器和两根延长电缆组成,它有报警和跳闸信号输出。热膨胀过程中,当被监测轴环移动超出第一个探头测量范围时,紧接着就进入第二个探头监测量程,由监测器内的微处理器选择从一个传感器的线性范围转换到另一个传感器的线性范围。

数字转速表连续监测汽轮机的转速,转速输入为每转 60 个脉冲,它是通过安装在转轴上的齿轮(有 60 个齿)、涡流探头和前置器得到的:  $f = nz/60$ 。其中,  $z$  = 齿轮齿数(60 个)。

转轴的转速在数字表的液晶显示屏幕上显示出来,而且有相应的直流信号输出到 DEH 系统。转速表系统设有独立的报警电路,报警的整定值预调到 600r/min,当转轴速度超出设定值时,相应的报警继电器动作,动合触点闭合,接通后汽缸喷水,当转轴速度低于 600r/min 时,处于闭合状态的继电器接点打开,从而关闭后汽缸喷水,打开轴承顶轴油泵和回转设备喷油嘴。

零转速测量系统有两个独立的通道,可连续监测零转速,该系统由两个涡流探头、两个相应的前置器和两根延长电缆组成,每个涡流探头安装在可监视有 60 齿圆盘上的每个齿,涡流探头每监视一个齿就产生一个脉冲,圆盘每转一周,产生 60 个脉冲,监视器测量每两个脉冲之间的间隔时间  $T_1$ ,当间隔时间超过预定时间  $T_0$  时( $T_1 > T_0$ ),监视器面板上发光二极管发亮,每个零转速通道都有一个报警继电器,两个通道的两个报警继电器接点串起来,这样可保护逻辑的可靠性,同时启动盘车装置,零转速传感器安装在前轴承箱内,四个磁阻发讯器安装在同一个支架上。

偏心/键相监视器监视转子的偏心位置。转子的偏心位置也叫轴的径向位置,通过偏心/键相监视器可以看到由于受热或重力所引起的轴弯曲程度。它用来指示轴承的磨损,以及预加的重载荷大小。同时也用来决定轴的方位角,说明转子是否稳定。

偏心监视器包括两个涡流探头和相应的前置器、两根延长电缆,其中一个用于偏心、一个用于键相,监视器把偏心信号转换成正比例的直流信号提供给仪表显示,监视着偏心的峰—峰值和偏心的瞬时值。偏心的峰—峰值是探头离开或



接近所测量轴表面一周高峰和低峰径向跳动的总和。瞬时偏心是直接测量探头与被测转子表面之间的间隙值,即转子每转一转的实际变化情况,偏心的峰—峰值是以一周为基础,转速从近似  $1\text{r/min}$  到  $600\text{r/min}$  与键相同步,转子偏心的峰—峰值和转子偏心的瞬时值,都在面板上显示出来,并且有相应的直流信号输送给 DEH 系统。

振动监视器监视转子径向振动,每个轴承只用一个探头是不完备的,至少安装两个以上探头才能对径向振动进行全面的监测从而得到保护。

轴振是转子相对于轴承盖的相对振动,可以连续监测并监测两个完全独立通道的径向振动,用来探测如转子不平衡、不对中、轴承磨损、转子裂纹以及摩擦等机械故障。

每一个振动监视器由两个通道组成,它可以接收两个涡流探头、前置器及延长电缆组成的系统。1号、6~8号瓦安装两个互成  $90^\circ$  安装角的 X 和 Y 向的两个探头,2~5号安装一个 X 向的探头。

对于应用 X、Y 两个探头的情况(即两个探头监测同一轴承),探头应位于同一垂直轴中心线的断面上并应接近于轴颈轴承。他们不是重复测量同一振动参数,轴的径向振动在被测量的两个方向,几乎是不会相同的。事实上,在一个方向上如果发生过大的振动,就可以使设备损坏,而在与其垂直的另一方向,其振动还可能小于报警值。所以,这两个应采用“或门”,即每个通道可以独立地产生报警和跳闸值,在一个探头故障时,可以旁路坏点,转为单通道显示,从而提高了设备的安全性和可靠性。

盖振是轴承盖的绝对振动,可测量轴承箱相对于自由空间的振动,即绝对振动。探头安装在轴承箱上,能够反映出轴传递的能量,可以突出低频振动。它由一速度探头及延长电缆组成,每一个振动监视器由两个独立的通道组成,可以接收两个速度探头的信号,1号、6~8号瓦各安装一个盖振探头。

复合振是轴的绝对振动,它是由一种复合式探头监视器来完成的,复合式探头传感器系统是一个涡流探头和一个速度传感器的组合,安装在一个组件里。换句话说,是一组涡流探头、前置器、延长电缆和一组速度探头及延长电缆组成。它既可以测转子的相对振动、轴承盖的绝对振动,也可以测量转子的绝对振动,它是由转子的相对振动和轴承盖的绝对振动矢量相加而获得的。对于油膜轴承的设备,由于这些轴承支撑结构的柔性相一致,有 30% 以上轴振动是一定要传递到轴承箱体上,到这种程度,仅测量轴振是不能够提供足够的保护或诊断信息。2~5号瓦各安装了一个复合探头。

热膨胀监视器采用差动变压器传感器 LVDT。LVDT 的两端分别安装在机壳和绝对死点上,它是一个单通道监视系统,监视开机过程中受热膨胀的均匀程度,判断机组滑销系统是否“卡涩”,避免汽轮机受损。

热膨胀监视器包括一个直流线性差动变压器传感器 LVDT 和相应的电缆, LVDT 是一种带铁芯的机电传感器,它产生一个直流电压,该电压与汽缸和装在基础上的传感器之间的绝对膨胀量成正比,监视器面板可以显示膨胀数值,同时还输出一个直流信号供记录用,指示器方向的选择要考虑直流差动变压器的安装位置,汽缸膨胀增加时,指示表应增加,同时输出信号也增加。

此外,为了提高监视参数的可靠性,TSI 系统设置了 OK 电路。正常状态下,OK 灯点亮;故障情况下,逻辑块

产生一个非 OK 信号,驱动继电器装置,一副接点灭 OK 灯,另一副接点输出报警信号。电源故障时,OK 继电器也为报警状态。OK 线路系统动作后,若故障消失可自动恢复到 OK 状态,OK 线路复位,但 OK 灯仍保留非 OK 闪光状态,可手动复位为平光。

#### 9.4 TSI 的可靠性

为提高保护装置的可靠性,TSI 系统大多采用特殊设计、逻辑判断、多重系统以及自动检查等方法。

系统的可靠性取决于本身装置的可靠性,装置的可靠性又取决于原材料、元器件的选择和装配的工艺水平。通常 TSI 的元器件都选用工业级以上的军用级产品。装置中少用和不用接插件,以尽量减少可动部件。在 TSI 装置中很少使用电位器,几乎没有调整部件。零位和增益等必须调整的元件以前都用固定电阻代替,现在通常采用软件来代替,以减少元器件的数量。

对于重要的监视项目和保护内容,TSI 设备采用多重冗余来提高保护系统的可靠性。在中小机组的保护系统中,有的采用一套监测回路;而对于大机组,就必须采用双重冗余系统,即采用两套相同的监测回路。对于超速保护系统,需采用三选二系统,即投入三套相同的监测回路,三个回路中若有两个回路检测到越限信号便会发出危险信号而自动停机。采用多重保护系统可以防止误动,提高动作的可靠性。

TSI 系统广泛采用自保护系统,加装回路故障电路或 OK 电路。当检测到回路故障时,自动闭锁报警和危险信号,使之没有误信号发出。

为提高保护系统的可靠性,在设计中往往把监测回路和保护回路分开,保护回路有独立的传感器、前置放大器、转换器和继电器。监测回路要求有较高的精度和线性,而保护回路要求可靠且灵敏,两者相互独立在技术上是合理的,有的还在保护回路中采用其他测试原理的独立传感器和设备。

TSI 系统的监测仪表从最初的单元式仪表发展到框架式结构,它把分散的回路集中在一起,将组件装成一个完整的系统,形成组件组装结构。有的大机组采用与汽轮机配套的柜式结构。采用这种结构,大大改善了仪表的工作条件。由于这种结构的密封性能好,装置避免尘埃及其他的污染,检查和维修也很方便;强电、弱电、输入、输出回路的电缆可以分开走向,避免相互干扰,排除了运行人员随意改变参数和定值的可能性。

### 10 DEH 系统测试与仿真试验

#### 10.1 仿真器的作用与功能

汽轮机 DEH 控制系统必须在发电机组安装完成以后,第一次点火启动时就要投入自动控制。因此,对于这样的系统,DEH 生产家在整套系统装配完成以后,需要构成闭环系统长时间运行考验,使系统进入稳定使用期。

然而,DEH 系统的控制对象主要是汽轮机、发电机、锅炉,控制系统制造厂家不可能像配备一台试验设备一样配备一套大容量发电设备用来调试控制系统,也不可能利用电厂的发电设备来整定调节系统的参数和培训操作人员。因此,通常在机组启动前采用模拟汽轮机的运行工况,确定控制方式和参数,并对运行人员进行启动前的操作培训。为了便于对系统进行调试,通常的方法是将汽轮机、发电机、锅炉等控制对象的数学模型构成汽轮机、发电机、锅炉等设备的 DEH 仿真器,与 DEH 控制系统构成

仿真闭环系统, 整定控制系统的参数, 进行系统测试和各种运行工况考核。

DEH 仿真器是汽轮机控制系统的调试与测试工具。仿真器数学模型可用运算放大器组成模拟式仿真器, 也可用计算机组成数字式仿真器。模拟式 DEH 仿真器是一台用运算放大器组成的具有 DEH 系统专用接口的完全由硬件组成的高阶模拟计算机。随着工业 PC 机应用的日益普及, 运算放大器组成的仿真器又逐渐被工业 PC 机所代替。一台工业 PC 机配置专用的硬件接口和软件接口, 就可以构成一套数字式 DEH 仿真器。它与模拟式 DEH 仿真器相比, 具有直观的操作界面, 更加方便。它可以通过软件组态, 构成不同控制对象的数学模型, 组成通用的仿真器, 用于仿真各种类型的汽轮机。

无论模拟仿真器还是数字仿真器都属于硬件仿真器。只要将 DEH 系统控制柜的出线端子与仿真器的接口相接, 就可以进行包括 I/O 通道在内的全过程仿真。可以在现场机组启动前进行汽轮机冲转、升速、阀切换、并网、升负荷、甩负荷等各种试验, 为运行人员提供一个与汽轮机实际运行非常逼真的操作、监视环境。

随着 DCS 系统的普遍应用, 近几年又推出了软件仿真系统。国内比较典型的, 例如上海新华控制技术(集团)有限公司 XDPS 分散控制系统的虚拟 DPU 技术, 为软件仿真提供了一个软件平台, 可以把数学模型存放在虚拟 DPU 内, 通过数据网络组成仿真系统。这种系统可不必进行控制系统端子与仿真器的连接。因此, 它的仿真过程不涉及 I/O 通道。目前 DCS 系统大多采用软仿真。

利用 DEH 仿真器, 对 DEH 系统测试的主要项目有:

(1) 机组正常运行工况和试验。

1) 机组挂闸启动, 从汽轮机停运状态冷态启动到带满负荷。

2) 机组从热备用启动到带满负荷。

3) 汽轮机冲转到发电机同步并网。

4) 机组打闸后重新启动到满负荷。

5) 机组超速试验。

6) 机组从 100% 负荷正常停机到热备用或冷备用状态。

7) 机组甩负荷试验。

8) 运行人员对设备进行规程规定的各种试验, 如阀门试验、连锁试验等。

(2) 故障工况。人工注入控制系统与控制对象分别发生故障以后, 检查控制系统的动态反应与实际效果。

(3) 控制系统与仿真对象组成闭环系统运行考核。

(4) 在仿真的汽轮机各种工况下进行运行人员操作培训。

## 10.2 硬件仿真系统和软仿真系统

### 10.2.1 DEH 硬件仿真器及其半实物仿真系统

对于 DEH 控制系统, 我们将对象模型做成一个便于携带的装置, 这就是仿真器。可以把仿真器带到电厂, 在实际机组未启动情况下, 用仿真器与控制系统相连, 组成半实物仿真系统, 如图 6.3-11 所示。通过仿真系统进行闭环调试, 试验各项功能、考机、培训操作人员等。

仿真器主要包括输入、对象数学模型、输出、显示操作等四部分。

(1) 输入部分。仿真控制机指令到油动机开度各环节。它包括电液伺服阀、油动机、位置信号等。要求仿真的油动机时间常数、位移变换器量程范围与实物一致。在联动试验

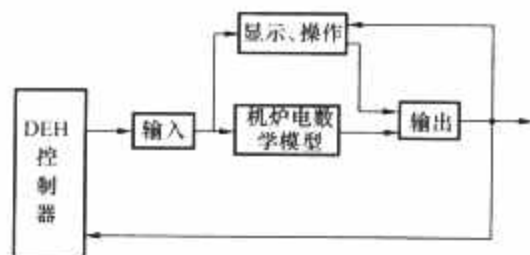


图 6.3-11 仿真器及其仿真系统原理图

时, 输入部分中油机电液转换器用实物, 油动机的实际开度作为仿真器的输入。控制对象数学模型用运算放大器实现。这种仿真器, 我们称为模拟式仿真器。

(2) 输出部分。仿真器的输出信号主要有主蒸汽压力 TP、调节级压力 IMP、有功功率 MW、中压排汽压力 IEP、转速  $n$  等。要求仿真器输出信号的量程、类别与实际的变送器一致, 为此, 仿真器的输出还需进行相应的转换。

(3) 显示操作面板。转速、功率、阀门开度、重要的中间变量、输出显示等在面板上显示。升速、并网、甩负荷、回路切投等操作开关放在面板上。

机炉电仿真器数学模型: 可用运算放大器组成模拟式仿真器, 也可用计算机组成数字式仿真器。

为方便 DEH 系统进行硬件仿真器的连接, 可设计仿真转接端子排。将仿真器电缆接到仿真转接端子排, DEH 与仿真器连接上可做仿真。拔除仿真器电缆, 接上现场电缆 DEH 与现场接通可升速、并网, 操作很方便。DEH 硬件仿真系统如图 6.3-12 所示。

### 10.2.2 软仿真及其系统

将硬件仿真器中显示、操作部分由 DEH 系统操作员站完成, 控制对象数学模型存放在虚拟 DPU 中, 组成软仿真系统。在软仿真过程中, DEH 控制软件所需的信号直接取自软件仿真的数学模型, 形成闭环系统进行仿真试验, 这称为软仿真。软仿真系统全部由软件完成, 简单、方便, 但仿真精度不高, 对 DEH 系统 I/O 通道不能仿真。采用这种软仿真对一些简单的对象或比较成熟的 DEH 系统是可行的, 但这种方式由于绕过了 I/O 系统的接口, 仿真过程不完全, 很少使用。

## 10.3 DEH 系统试验与测试

DEH 是控制汽轮机运行的专用设备, 要求在机组启动前能对 DEH 的控制逻辑、保护逻辑、基本控制功能进行实验验证, 初步确定 PID 参数等, 同时验证液压系统动作灵活、可靠, 满足 DEH 控制要求, 以保证机组一次启动成功。

### 10.3.1 厂内仿真调试

在厂内 DEH 控制柜总装完成后, 通过预制电缆将 DEH 控制机柜、操作员站、工程师站与仿真器联结起来, 构成 DEH 半实物仿真调试系统。

调试内容有以下几方面:

(1) 系统各部分分组仿真调试。系统各部分按照功能要求分组调试, 使各部分工作正常。检查各信号接线是否正确, 模拟回路、各模拟量量程、初值、增益是否与变送器或被控对象的要求一致。

(2) 系统功能调试。DEH 控制系统与仿真器构成闭环系统, 对系统功能进行一一检查、调整。其主要功能包括转速控制、负荷控制、超速保护、图像显示等。

(3) 运行与考机。功能调试完成后, DEH 系统闭环运行, 连续考机。



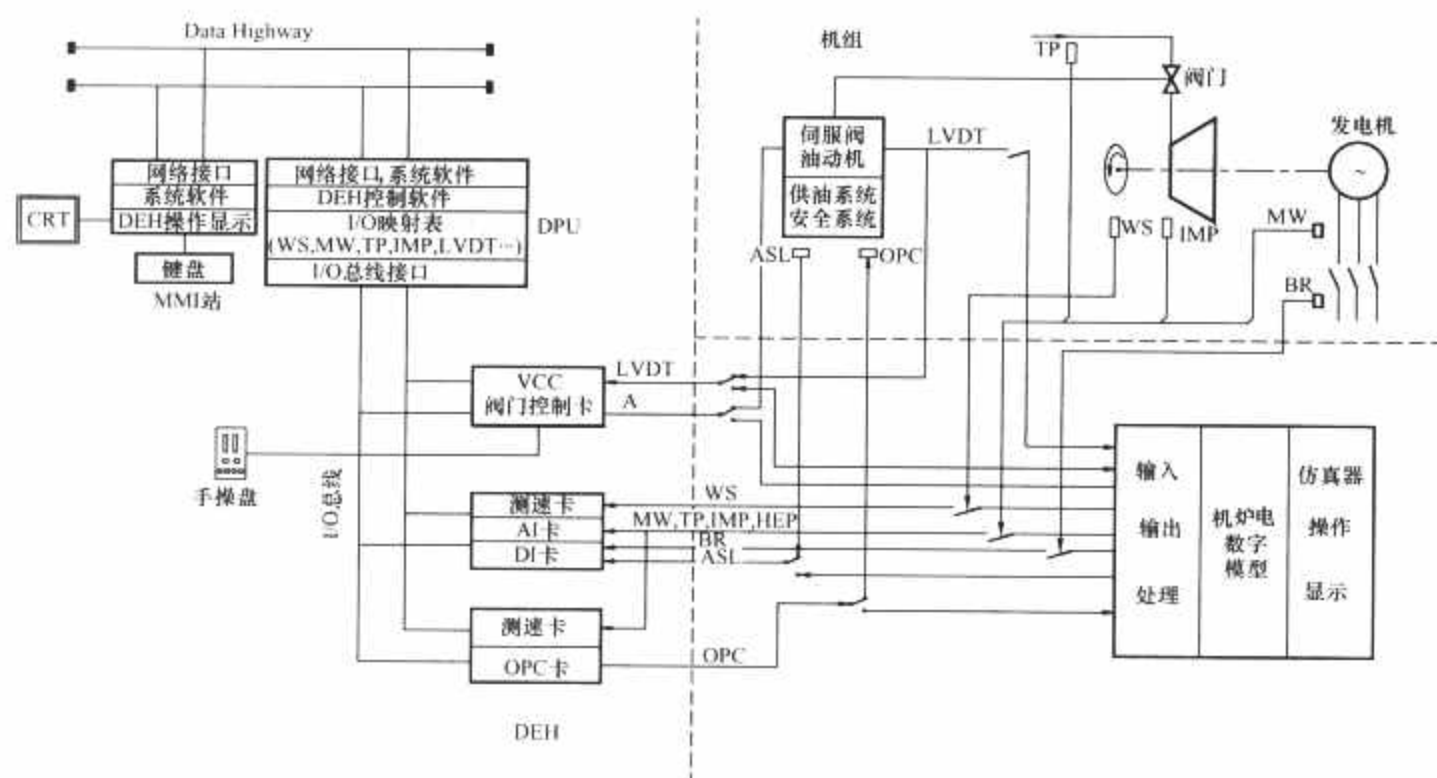


图 6.3-12 DEH 硬件仿真系统图

A—阀位指令；LVDT—阀门位移反馈；MW—功率；TP—主蒸汽压力；IMP—调节级压力；  
HEP—排汽压力；BR—并网；ASL—挂闸；OPC—超速保护

### 10.3.2 厂内联动试验

EH 液压部套调试完成后，将液压部分与 DEH 控制机连起来，EH 液压油动机的位移信号送仿真器，仿真器与 DEH 控制机相连，构成带实际油动机的半实物仿真系统，进行仿真厂内联动试验。厂内联动试验的主要内容有：

- (1) 系统调试。静态调整、阀门关闭时间测定、迟缓率测定。
- (2) 实际油动机后，基本控制功能试验。冲转、升速、定速、阀切换、并网、加负荷、甩负荷等。
- (3) PC 超速控制和超速保护功能试验。
- (4) 与其他系统的通信试验。

### 10.3.3 现场恢复仿真试验

装置出厂后，运到电厂，装置安装恢复。为了检查运输过程中部套是否有损坏，装置安装是否正确，在整套装置安装完成后，利用仿真器做恢复性仿真试验。其内容与在厂内试验基本一致。一般不带实际油动机，油动机部分由仿真器仿真。通过恢复性仿真试验能检查机柜及各部套内部工作是否恢复正常。试验完后考机，等待液压部套安装调试完后做联动试验。

### 10.3.4 现场联动试验

现场液压部套安装调试完成后，将现场油动机的信号与 DEH 控制机联结起来，油动机位移进入仿真器，仿真器与 DEH 控制柜连接，构成现场仿真系统。此时，由于锅炉尚未点火，汽轮机转子未转起来外，其他 DEH 控制设备都投入工作。这是启动前的联动试验。

试验主要内容有：

- (1) 系统调试。静态调整、阀门关闭时间测定、迟缓率测定。
- (2) EH 基本控制功能试验。
- (3) PC、AST 保护功能试验。
- (4) 象站检查。
- (5) EH 与其他设备间的接口信号检查和联调。

以上所有试验结束，全部正常后，可以进行考机、操作培训。

### 10.3.5 汽轮机电液控制系统仿真验收

对 DEH 系统的验收，除了对设备的各部分，即 DEH 的计算机控制部分（一般简称 DEH）、EH 部分进行常规的检验外，还要对 DEH 的系统功能性能进行验收。在机组阀门、油动机及液压系统安装完毕，分部调试及实验完毕后，要将 DEH 与 EH 进行联调，带实际的阀门、油动机进行各项实验。验收合格后，才能进行机组的启动。在机组启动前对系统功能的验收主要通过仿真来进行的。利用仿真器进行厂内调试、出厂验收及启动前验收，既方便了调试工作，又保证了系统的正确性及性能，确保 DEH 系统一次启动与投运成功。

#### 10.3.5.1 仿真验收试验方法

在机组启动前对 DEH 进行试验验收，需依靠仿真。仿真是模拟汽轮发电机组的调节特性，即从主蒸汽压力（流量）开始，经过汽轮机阀门及旁路阀门，产生汽轮机的机械功率、转速、各段汽压，再模拟电网特性，产生机组的输出功率。

DEH 控制实际对象及硬件仿真试验的简图见图 6.3-12。

DEH 系统一般均采用硬件仿真的方法来检验 DEH，特别是对纯电调、抽汽机组等复杂的机组。但对一些回路较少、功能相对简单、重要性相对较低的 DEH，如电液并存或控制同步器马达的 DEH，我们也采用软件仿真的方法进行检验。

但无论用何种方法，机组启动前都要进行电—液联调。

#### 10.3.5.2 DEH 系统的电—液联调试验

在 DEH 控制器及液压系统分别调试试验后，DEH 系统必须进行电—液联调试验，系统实验合格后，才能进行机组的正式启动。试验内容如下：

(1) 阀门位移变送器（LVDT）调整。LVDT 调整使阀门机械零位，满度与变送器信号对应，保证精度，线性度指标。

(2) 伺服回路的滞缓率特性测试。阀门伺服阀带油动机与 DEH 阀门控制卡进行伺服回路的闭环调试。伺服系统闭环调试保证执行机构（阀门油动机）的良好动作灵活性、



跟随性和定位精度。伺服回路不发生振荡,也不产生过大的滞缓率。

(3) DEH 系统安全系统动作时阀门快关测试。DEH 系统超速控制的性能取决于 DEH 检测转速信号或甩负荷信号到发出指令,安全系统动作,最终阀门关闭的时间。在联调时要对这一过程的时间进行测试。首先要保证阀门的快速关闭时间在设计值。300MW 机组阀门快关时间为 0.15s,系统其他动作延时时间不应超过 0.1s。

(4) DEH 带液压系统及实际油动机做混合仿真性能测试。在机组启动前带油动机进行 DEH 各控制、保护功能验收的条件,可按照控制功能要求进行各功能的实验和验收,保证机组安全、成功启动。

### 10.3.5.3 DEH 启动前的功能验收

机组启动前,DEH 带油动机进行仿真试验时,主要是对 DEH 的基本控制功能进行检验和验收。

验收的主要功能有:

- (1) 升速控制、阀切换、暖机、过临界转速。
- (2) 自动同期接口。
- (3) 并网、带初负荷。
- (4) 升/降负荷控制、升负荷率、负荷限制。
- (5) 功率回路等的投切、开环、闭环负荷控制。
- (6) 遥控运行方式 (CCS 协调控制、AGC 控制等)。
- (7) 单阀/顺序阀运行方式及切换。
- (8) 机组要求的启动方式 (高压缸启动、中压缸启动等)。
- (9) 其他要求的控制功能 (如一次调频、机调压、Runback、抽汽轮机组的抽汽调节功能等)。
- (10) 手动控制及手/自动切换。
- (11) 超速保护、甩负荷。
- (12) 超速保护试验。
- (13) 阀门试验。
- (14) 机组要求实现的其他试验功能 (如汽门严密性试验、喷油试验等)。

### 10.3.6 操作、培训

DEH 系统的电—液联调试验与启动前的功能验收试验后,控制设备已具备启动条件。启动前操作人员还必须再一次培训,使操作人员能独立地按操作要求正确的操作。特别是新建电厂运行人员不熟悉,操作培训显得更为重要。冲转前,运行人员利用仿真系统,培训操作员,独立完成各项基本操作,合格后方可上岗。

以上全部完成后,拆除仿真器,取下仿真电缆,接上实际运行电缆。仿真结束,准备冲转。DEH 系统仿真技术的应用有效地缩短了机组启动与调试时间。

## 11 DEH 系统的可靠性设计

### 11.1 可靠性设计的基本要求

DEH 系统是电站汽轮机实时控制系统,是汽轮发电机组的中枢神经。它指挥机组的运行,它的故障不仅使汽轮发电机组无法运行,而且还可能造成重大的破坏性事故——“飞车”。因此 DEH 系统必须具有很高的可靠性,才能保证电站的安全、经济运行。

电液调节系统可靠性设计最基本的要求是:系统必须保证机组连续正常运行时间不小于 10 000h。同时,即使在使用时间内发生故障,也能使机组安全停下来,绝对不能超速,通常称不能“飞车”。

### 11.2 DEH 系统可靠性设计

在 DEH 系统中,采用了很多提高可靠性的措施。首先要保证系统不发生故障,即使在系统发生故障时,尽可能减少故障所造成的影响,能够让系统继续运行,在不停止系统运行的情况下进行检修。

#### 11.2.1 DEH 系统储备设计

储备设计又称冗余设计。采用容错技术可以保证当系统局部发生故障时,不影响整体系统的正常运行。DEH 系统的容错技术是指 DEH 控制系统发现差错、纠正差错,并使其继续维持运行的技术。

显然,单个设备或系统的可靠性不能满足汽轮机控制系统的设计要求,对汽轮机控制可以采用两个或两个以上的设备或系统并行工作,只要一个设备或系统能够正常运行,整个系统就可以正常工作,这种系统能满足汽轮机控制的要求。这种技术称为冗余技术。

##### 11.2.1.1 二重冗余备用系统

DEH 系统中的交流供电电源以及直流电源都是非常重要的部件,为了提高电源的可靠性,采用  $n+1$  冷备用方式,只要有一组电源能够正常工作,就可以对系统供电。DEH 系统有两路交流电源,通常情况下为一路厂用电,一路 UPS 电源,通过转换开关切换。DEH 机柜中的直流电源通过二极管隔离后并联,只要有一组电源能正常工作,就可以保证对 I/O 卡件供电。不会对另一组电源产生影响。

EH 系统中的两台油泵也是  $n+1$  方式,正常情况下一台油泵运行,当一台油泵故障时,切换到备用油泵,维持 EH 系统正常工作。

##### 11.2.1.2 二重冗余热备用系统

在 DEH 系统中,数据高速公路、DPU、I/O 通信总线等都采用冗余方式。这种方式的备用单元与工作单元处在完全相同的工作条件下,构成二重冗余热备用系统。

##### 11.2.1.3 三取二表决系统

在 DEH 系统中,重要的输入信号,例如:转速测量、功率测量、主蒸汽压力测量、油开关信号、汽轮机挂闸信号、超速控制与保护输出等信号采用表决系统。只要其中任意两个不失效,这类输入、输出信号就不会失效。

#### 11.2.2 DEH 部件的可靠性

DEH 系统是由多个部件组成的。这些部件构成了 DEH 系统的硬件,硬件是系统工作的基础,是影响可靠性的关键。从可靠性的角度来看,这些部件通过串联、并联、冗余等方式构成了 DEH 系统,因此,为了提高 DEH 的可靠性,首先必须提高组成 DEH 系统的各部件的可靠性。

DEH 系统的主要部件有分布式处理单元、I/O 部件、电源部件及人机接口部件,必须综合考虑可靠性。

(1) 分布式处理单元 (DCS 系统中称为 DPU),结构必须简单,易于维护,在发生故障时便于及时发现故障位置,迅速更换,缩短系统的平均维修时间 MTTR,提高系统的利用率,并必须考虑在较恶劣的环境下长期稳定运行,采用低功耗器件,CPU 不能使用风扇。

(2) 电源部件。交流电源必须二路,在电源切换过程中,不能影响 DPU 的正常工作,DPU 及 I/O 卡件使用的电源必须是高可靠的电源,能在恶劣环境中长时间稳定运行,DEH 系统中这类电源都作冗余处理。

(3) 生产工艺对系统可靠性影响较大,个别焊点的虚焊就会导致整个卡件乃至整个系统不能正常工作。因此必须提高系统的工艺水平。首先,电路板的布局必须合理,走线与

器件的排列应考虑线路间的相互干扰、元器件的散热。印刷电路板的制造工艺水平也非常重要,印刷线路不能断线,走线之间不能有粘连,金属化孔的工艺便于焊接,焊接后应有足够的强度,焊点不能脱落。电路板安装工艺应严格控制,通常采用 SMT 表贴工艺安装或波峰焊接的电路板,能确保焊点的质量。安装流水线,应有接地装置及防静电措施。卡件的包装与储存环境也应符合要求。

### 11.2.3 元件级的可靠性

元件是构成 DEH 系统的最小单位,元件的可靠性很大程度上决定了部件的可靠性,提高元件的平均故障间隔时间 MTBF 是提高系统可靠性的重要措施。因此,DEH 系统在选择元件时,必须以元件的可靠性为依据。

#### 11.2.3.1 降额使用

DEH 电液调节系统除了采用储备设计外,还对电子元件及液压部套采取降额使用的方法来提高可靠性和延长使用寿命。电子元器件的额定参数值代表了它的使用条件,当元器件的工作条件低于额定值时,其工作比较稳定,发生故障的机会比较少。所以为了提高可靠性,往往将元器件降额使用。

#### 11.2.3.2 元件的选择

元件在偶然故障期内工作时,其失效率  $\lambda$  为一常数, $\lambda$  值越小,可靠度越高,因此,在设计时应尽量选用具有低  $\lambda$  值的元器件。DEH 系统中有大量的元器件,单个元器件的  $\lambda$  值的降低就可以大幅度降低部件及整个系统的  $\lambda$  值,从而提高系统的可靠性。电阻、电容、集成电路是常用的元器件,应根据适用场合,合理选择,以提高电子部件的可靠性。

低功耗的元器件发热量比较少,故障率相对较低。采用低功耗元器件可以减轻电源的负担,提高电源的可靠性。

#### 11.2.3.3 严格的筛选及老化

筛选是将不符合使用条件的元器件,予以剔除。老化是在元器件投入使用之前,将其在一定的高温条件下,使有可能发生参数漂移的元器件趋与稳定。比较有效的筛选方法是温度循环法,通过高低温循环冲击,使元器件产生较大的热应力,有缺陷的元器件失效被淘汰。

筛选老化的目的就是为了使 DEH 电液调节系统在投运之前就渡过早期失效期,使由于元器件品质造成的故障在投运之前就得以解决。

在对每一只电子元件、组件、液压元件及外购变送器均经过筛选及高低温老化及详细测试以后,选用合格的进行总装。系统总装调试好后,将整个 DEH 电液调节系统(包括电、液两大部分)连续运行 3~6 个月,如运行期间有元件损坏,运行时间还将延长,直到无故障连续运行 3~6 个月为止。这样基本上可清除掉由元器件质量缺陷造成的故障,使系统正式上机组投运前就渡过早期失效期,进入使用期。

### 11.2.4 EH 液压部件的可靠性

EH 液压部件,如油泵、马达、各类电磁阀、蓄能器、滤油器、管道、接头的选型与电气元件的选型一样,必须考虑规格、参数,也应符合降额使用的原则。

DEH 电液调节系统的 EH 液压部分造成故障的原因中有一部分是油的污染及密封引起的。提高液压系统的清洁度及改进密封结构是提高 EH 部件可靠性的关键。防止油的污染可大大提高可靠性。在 EH 液压系统中一般采取下列措施来提高油的清洁度。

(1) 油箱及管道均采用不锈钢,采用氩弧焊或加套管焊接。

(2) 油箱为全封闭式,并通过空气滤清器与大气相通。

(3) 油系统安装后进行严格的清洗。

(4) 新的抗燃油经过精密过滤后再装入油箱,要建立新油并不清洁的概念。

(5) 供油系统中采用过滤精度各为  $5\mu$  及  $10\mu$  的二级精过滤器及再生过滤器。

EH 液压系统造成故障的另一原因是密封件损坏,决定密封工作好坏的因素有:油的性质及工作温度,密封面结构及间隙,密封件材料,密封面的相对运动速度等。根据实践经验,在动密封和静密封中均选用“O”形密封圈,并按航空标准进行设计对提高可靠性是很有效的。由于工作液为磷酸酯抗燃油,一般橡胶不能使用,而选用了耐抗燃油的氟橡胶。一般“O”形密封圈作为静密封使用可靠性是很好的,作为动密封时由于橡胶与金属表面经常不断地摩擦,“O”形密封圈极易磨损,造成渗漏,同时密封圈磨损使油污染,橡胶直接与金表面接触,摩擦力较大,降低了油动机的灵活度。为了提高动密封的可靠性,减少油动机的摩擦力,有时也可在“O”形密封圈外面加一层聚四氟乙烯,使橡胶不与金属表面接触,聚四氟乙烯强度高、耐磨,与金属之间的摩擦系数比橡胶小得多。这样提高了动密封的可靠性,减少了密封圈污染油的可能性,而且还提高了油动机的灵敏度。同时在动密封中还采用了余度设计来进一步提高可靠性。

### 11.2.5 DEH 系统的可维修性

提高系统的可维修性也是提高 DEH 系统可靠性的重要措施。在 DEH 系统中,分布式处理单元 DPU、人机接口站 MMI 以及 I/O 卡件,都已实现在线自诊断,可以在不中断控制任务的情况下判断故障的类型和位置。DEH 系统的人机接口站 MMI 能通过各种诊断画面提供诊断信息,包括通信系统状态、DPU 状态、I/O 卡件各通道的状态等。故障诊断可以定位到卡件的通道级,也就是说,诊断系统可以向运行人员说明在哪个机柜、哪一块卡件、哪一个通道出现了故障。DEH 系统中的插件都可以带电插拔,在更换插件的过程中,不需要中断其他插件的正常运行。这样大大地缩短了平均故障维修时间,提高了系统的利用率。

此外,DEH 系统制造厂家的专家还可通过远程计算机网络检查分析 DEH 控制系统的工作情况,帮助用户现场维修人员处理所发生的问题。

## 11.3 隔离、屏蔽与接地

在实际应用中,各种外部因素对可靠性的影响也是不能忽视的。隔离、屏蔽与接地技术的应用是消除外界因素,如电磁干扰, I/O 信号线之间的耦合、电源线与系统的耦合、电场与磁场的耦合所引起的干扰,这类外界因素的有效处理是提高系统可靠性的必不可少的措施。

隔离技术解决了所谓不等电位干扰,导线间的相互耦合也是影响系统正常工作的原因,解决这个问题主要方法就是屏蔽。

隔离与屏蔽技术实施中,都需要接地,接地是各种抗干扰措施中的关键步骤。保护人身和设备不受损害的接地,称为保护接地,又称为安全接地;另一种是抑制干扰接地,称为抗干扰接地,又称为工作接地。在实践中由于接地不良或接法错误造成系统失效甚至损坏的事例很多。因此,DEH 系统的接地问题必须慎重处理。

## 11.4 DEH 软件的可靠性设计

DEH 系统的软件与其他软件系统一样,它们存在共有



的可靠性问题。软件的可靠性会影响整个系统的工作,即使硬件很可靠,软件的故障也可能使系统造成很大的事故。DEH 软件与其他软件系统不一样的地方在于 DEH 系统是作为汽轮机实时控制的快速控制系统,因此,在设计时必须注意长期运行的可靠性。

#### 11.4.1 容错技术

为了提高计算机系统的可靠性,克服软件系统长期使用过程中累积的误差引起的故障,对 DEH 系统采用了容错技术。DEH 容错是指构成 DEH 系统的部件存在有故障(错误、缺陷)时,作为 DEH 系统整体,仍具有规定的功能,能继续正确地执行算法,这可以通过硬件冗余和容错软件来达到所期望的目的。DEH 的容错技术有以下几个功能:静态自检、动态自检、双计算机互检、双计算机之间数据通信与同步、双计算机中备用计算机跟踪主控计算机、双计算机的仲裁与无扰切换。当然这些功能有的是通过硬件实现,例如 DEH 的基本控制和 ATC 分别采用双机冗余配置;有些功能是通过软件实现,通过程序实现双计算机之间的互检、通信与切换。

软件是如何实现这一目的的呢?通常是由软件容错来实现,对信息传递过程中的软件编程时,每次通信采用应答方式,并规定各自极限的时间,没有回答或者一个错误的回答,请求对方重新发送或作出相应的出错处理,也可采用程序分片法和各种错误诊断系统,把大程序自动分成许多小的模块,对模块进行测试。

DEH 系统的主计算机一般都是冗余的,用一对冗余的 A、B DPU 构成 DEH 基本控制。A、B DPU 所接受的数据是一致的,处理的结果也应是一致的,由双机间的通信可以确定 A、B 两机的主从关系,当发生干扰或其他异常情况时,A 机或 B 机出现运算错误或同时出现错误,这时由容错软件进行处理,改变主从关系或切换到手动方式。双机容错也能发现瞬间干扰引起的错误,也能发现计算机的硬件故障和软件错误。由于 A、B 两机有时对同一个信号的处理,不绝对同步,处理过程不在同一个周期,结果造成 A、B 两机状态相差,容错软件可通过其他相关的状态参数加以判断,以免 A、B 两机状态不同引起误切换。

由于 A、B 两机执行过程不绝对同步,A、B 两机每次处理的数据会产生一定的误差,这种误差随着时间的推移越来越大,为了消除这种积累性误差,容错软件必须使计算机强迫同步。

#### 11.4.2 组态方式编程

DEH 系统中将程序设计成多种通用且固定的模块,我们称为功能块,功能块是 DEH 系统被组态修改的最小对象,DEH 的所有功能都需要用功能块来实现。功能块中的程序相对是固定的,因此可以有充分的时间对其进行测试,最大限度地排除错误,使 DEH 软件生成简单化、标准化,也克服了普通软件编程中的人为因素对可靠性的影响,同时也缩短了软件生成的周期。DEH 软件系统是否采用了组态方式、是否标准化是 DEH 软件可靠性设计的一个重要标志。

#### 11.4.3 人机界面

DEH 软件的用户不都是软件工程师或软件专家,而是现场运行操作人员,因此 DEH 软件在人机界面上必须适应使用人员的特点。

#### 11.4.4 软件的存储介质

由于 DEH 系统受到各种干扰的可能性较大,必须对 DEH 软件采取保护措施,通常 DEH 软件采用固化方式,

存储在具有掉电保护功能的 DOC 中。

### 11.5 DEH 系统的实际可靠性设计

根据 DEH 电液调节系统的各个组成环节所完成的功能,将环节分为一级可靠度、二级可靠度和一般可靠度三级。

我们将防止“飞车”的最后保证装置定为一可靠度,将环节失效后可能会造成“飞车”及“甩掉负荷”的定为二级可靠度,其余为一般可靠度。根据这原则我们在 DEH 电液调节系统的设计中采用了下述的储备设计(或称余度设计)。

#### 11.5.1 一级可靠度

- (1) 汽轮机超速保护装置采用三取二多数表决系统。
- (2) 紧急停机系统 ETS 采用工作储备的系统。

(3) DEH 的供电系统采用工作储备的系统,DEH 系统采用双路交流供电或一路交流电、一路 UPS 电源,机柜内的卡件采用双路稳压电源同时供电(即工作储备系统)。

#### 11.5.2 二级可靠度

(1) DEH 调节系统中的控制部分采用备用冗余系统,一套工作,另一套处于热备用跟踪状态。

(2) DEH 系统中的主要变送器,如功率、主蒸汽压力等采用三通道,油动机位移反馈等采用双通道。

(3) 油开关信号、汽轮机挂闸信号三通道。

(4) DEH 系统中的转速测量通道设计为六通道,其中三通道三选二作为基本控制用,另外三通道三选二作为超速控制和超速保护使用。

(5) EH 系统抗燃油供系统采用双泵备用多余系统,当一套供油油泵故障时,能自动切换到另一套工作。

(6) 电液伺服阀是 DEH 电液调节系统中的 EH 关键部件,目前尚没有余度阀,采用其他余度技术也难易实现。为此,我们设计了非工作储备系统,当伺服阀发生故障时,可在机组照常运行的情况下更换伺服阀,如此时机组恰巧发生“超速”,另有一快关阀能使机组安全停机。

### 11.6 DEH 的可靠性评估

#### 11.6.1 判断系统可靠性的准则

判断 DEH 系统的可靠性,主要有以下几个准则:

- (1) DEH 使用的电气部件、EH 液压部件有较高的 MTBF。
- (2) DEH 系统是否采取了有效的冗余设计和容错设计。
- (3) 系统具有在线诊断、故障定位功能,系统易于维修,能迅速排除故障。
- (4) DEH 的超速控制与保护必须单独配置,必须与基本控制分开。
- (5) 基本控制与 ATC 必须是互相独立的冗余控制器。
- (6) EH 系统必须有单独的滤油系统,在线循环。
- (7) 生产厂家是否有仿真及闭环调试、电液联调的能力。

#### 11.6.2 DEH 系统的安全性

DEH 设计中采取的可靠性措施极大地提高了系统的可靠性,但是不可能完全防止系统偶然失效,因此在评估 DEH 系统时,除考虑其可靠性高低外,还必须考虑一旦出现失效,系统是否具有安全措施,如双 DPU 之间的切换、系统降级使用、手动/自动切换、报警及液压执行机构处于安全位置。

#### 11.6.3 对系统的熟悉与认识

对用户而言,如对系统熟悉,则使用、维护时就不易出



现错误，从而也提高了系统的可靠性。通常 DEH 系统在现场调试时，不可能通过实际的汽轮机进行闭环调试，通常应用仿真技术与仿真设备对系统进行闭环试验及操作运行培训，这是熟悉认识 DEH 的唯一途径，也是 DEH 系统可靠性评估的依据。

#### 11.6.4 经济性与可靠性

从 DEH 的可靠性设计可以看出，几乎所有提高 DEH 系统的可靠性的措施，例如选择 MTBF 高的器件、冗余措施等都是以增加成本为代价的。因此，用户在选择 DEH 时，必须在经济性与可靠性之间作合理的选择，也即必须考虑性能价格比。性价比的问题实质上是合理的长期投资与短期投资问题，如果选用性价比较高的高可靠性系统，一次投资虽然有增加，但以后在使用过程中因可靠性问题造成的损失将会大大减少，相反选用可靠性较差的系统，一次投资

少，但以后因可靠性问题付出的代价会日益增多，因此用户应根据实际情况作出可靠性与经济性的综合考虑。

#### 11.6.5 系统制造过程的可信度

可信度是指用户对 DEH 制造厂家的信任程度。可信度涉及多方面的因素，生产厂家在 DEH 系统设计与制造过程中必须有一套完善的质量管理体系，必须通过 ISO 9001 认证是可信度的基本条件。ISO 9001 为保证产品质量作了较为严格的规定，有一套完善的、严格的、科学的质量管理措施，保证了 DEH 产品的高品质和高可靠性。此外生产厂家必须具备元器件筛选、老化，卡件老化测试设备，DEH 系统环境试验设备，液压试验室，电液联动试验室，整套系统闭环仿真的全套试验设备以及相应的专业技术人员。只有既有 ISO 9001 质量认证，又有全面的试验设备的专业厂家生产的 DEH 系统，其可靠性才是值得信任的。

## 第4章 协调控制系统

随着火电机组发展成为一机一炉的单元制运行方式，锅炉与汽轮机则是一个不可分割的整体，由机炉两侧共同承担对电网的供电量控制与机前压力的稳定任务。由于机、炉的动态特性相差悬殊，机组必须有一个统一组织的协调控制系统，把锅炉—汽轮机作为一个整体对象进行控制。

协调控制系统执行机组运行的闭环控制任务，是电厂火电站自动化系统中最重要的控制系统，并与下列主要的控制系统通信、接口。

- (1) 数据采集系统 (DAS)。
- (2) 汽轮机数字电液控制系统 (DEH)。
- (3) 锅炉燃烧器管理系统 (FSSS 或 BMS)。
- (4) 顺序控制系统 (SCS)。
- (5) 汽轮机旁路控制系统 (BPC)。

由各系统的相互协调配合，以实现机组整体的自动化功能。

### 1 功能与任务

协调机组控制系统的控制对象是锅炉—汽轮机发电机组。控制系统承担着电厂热力过程中的水、汽、煤、油、风、烟等工艺系统主要过程变量的调节与控制任务，以及整个单元机组的负荷控制任务。从技术、安全和经济三大方面完成的主要控制功能如下：

#### 1.1 锅炉—汽轮机协调控制

##### 1.1.1 电网总调的负荷自动调度

机组出力必须满足电网负荷变化的需要，满足对电网供电的数量（功率）与质量（频率、电压）的要求，而所有并网机组与电网用户间能量供求的平衡指标，就是电网频率。机组控制系统的设计，都具有该机组功率随频率（汽轮发电机转速）变化而自动调整的调频能力。由于一台机组的容量占整个电网容量的比例很小，单机在电网频率变化时所承担的负荷变化量应有限定，它取决于汽轮机调节系统的不等率或协调控制系统的频差校正特征。

这里需要说明两点：

(1) 所有并网运行机组的转速都相同，对应 50Hz 电网频率的汽轮机转速均为 3000r/min。

(2) 汽轮机功率随频率（或转速）改变的关系如图 6.4-1 所示，电网频率升高减负荷；反之，电网频率降低则加负荷。汽轮机调节系统的不等率一般为 4%~5%。

CCS 的调频控制是即时的、有限地改变机组负荷。

调峰则是对按图 6.4-2 所示电网昼夜的负荷变化规律，有计划地进行调度，视该机组在电网中的地位和经济效益，可有较大幅度的负荷变化。调峰就是指承担图 6.4-2 中从最低负荷线到最高负荷线的负荷变化部分。

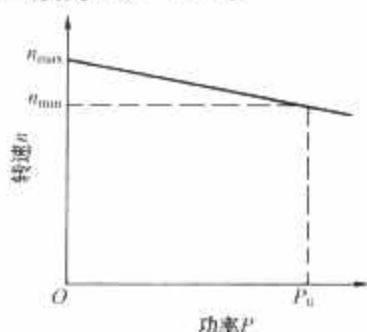


图 6.4-1 汽轮机调节系统的静特征

调峰负荷又可分为尖峰负荷与中间负荷两种。从最低负荷线到平均负荷线部分为中间负荷，一般应有大容量火电机组承担。一般的中间负荷机组，有夜间低负荷运行、周末停运与两班制运行三种。前者要求能快速加/减负荷，并可在极低负荷下稳定、经济运行；后者要求能快速启/停。并且，从启动开始的 0~100% 负荷范围里都要求能投入自动控制。目前国内大机组的协调控制系统，则要求按夜间低负荷调度方式运行。

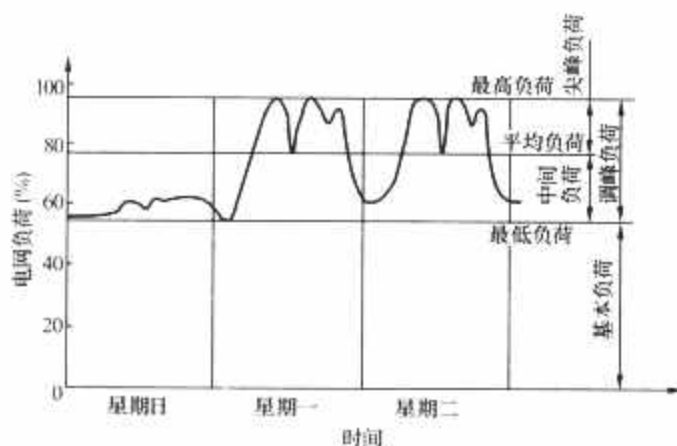


图 6.4-2 电网日负荷曲线

##### 1.1.2 锅炉—汽轮机的能量平衡控制

一机一炉布置的单元机组，如图 6.4-3(a) 所示，机组的能量输入为锅炉的燃烧率（燃料、送风等），能量输出为机组所带的负荷（汽轮发电机的功率）。机炉间输入、输出能量平衡的指标，即为机前压力  $p_T$ 。机组稳定状态，存在有静态平衡关系：锅炉输入=锅炉输出=汽轮机输入=汽轮机发电输出，机前压力保持为给定值。若锅炉输入与汽轮机输出能量不平衡，就会引起压力变化，如图 6.4-2(b) 所示的模型，锅炉压力  $p_d$  变化、机前压力  $p_T$  变化为

$$p_d(s) = \frac{1}{T_s} [D_{exp}(s) - kp_1(s)]$$

$$p_T(s) = p_d(s) - Rp_1(s)$$

式中： $p_d$  为汽包压力； $p_T$  为机前压力； $p_1$  为汽轮机第一级后汽压，它是流入汽轮机的蒸汽流量的测量信号； $D_{exp}$  为锅炉送出的蒸汽流量； $R$  为过热器与管道的阻力系数； $k$  为折算系数； $T$  为代表锅炉蓄热能力大小的积分时间。

控制系统既要满足对电网的负荷要求，具有快速的负荷响应，又要满足机炉间的能量出入平衡、稳定机前压力，这就是以机组为控制对象的协调控制系统的主要任务。

##### 1.1.3 锅炉内部协调控制

锅炉内部燃烧、送风、引风、给水等子系统控制动作的协调以一个中间粉仓汽包锅炉机组的输入、输出分析，如图 6.4-4 所示，输入有燃料、送风、引风、给水、喷水、烟气挡板或燃烧器倾角、汽轮机调节汽门开度等操作量；输出有机前压力、机组功率、炉膛压力、炉膛氧量、汽包水位、过热与再热蒸汽温度等过程参数或被调量。根据图 6.4-4 中各通道输入、输出的相互影响程度，上述锅炉—汽轮机单元机组的控制系统可划分为以下三种调节系统。

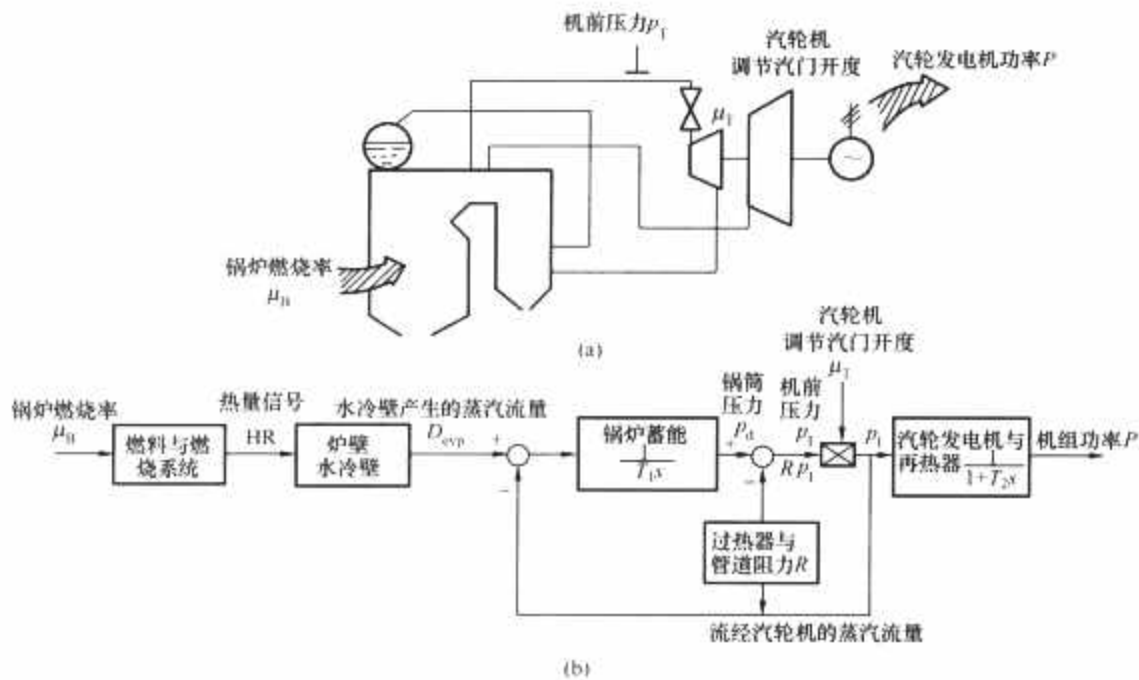


图 6.4-3 锅炉—汽轮机单元机组  
(a) 锅炉—汽轮机工艺过程系统；(b) 锅炉—汽轮机过程动态模型

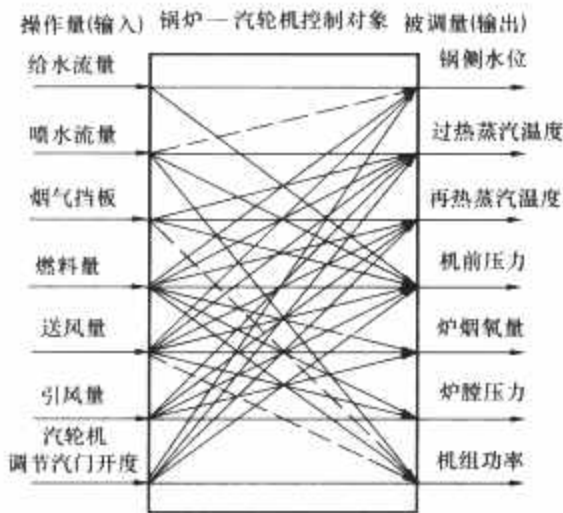


图 6.4-4 中间粉仓汽包锅炉—汽轮机  
操作量对被调量的影响

### 1.1.3.1 近似的单变量独立系统

给水控制是汽包锅炉中的一个单变量独立系统，根据负荷需要提供给水，被调量汽包水位就是锅炉蒸汽输出与给水输入的质量静态平衡指标。对过热与再热汽温控制，亦均作单变量系统处理，其他操作量对汽温的影响，可以通过引入前馈补偿。如过热汽温控制回路可引入摆动燃烧器倾角或烟气挡板的阀位指令前馈，再热汽温控制可引入送风阀位指令信号作为前馈。

### 1.1.3.2 几个操作量协调动作的组合系统

从图 6.4-4 中划出如图 6.4-5 所示的一般中间粉仓的燃烧系统，送风与燃料的协调动作用以控制空气过剩系数或烟气氧量，这是锅炉燃烧经济性的指标。引风与送风的协调动作，用以控制炉膛压力，这是送风、引风质量平衡的指标。根据负荷调整要求，由燃烧系统提供的燃料、送风、引风三个子系统的组合系统输出，称为锅炉燃烧率，而氧量与炉膛压力则视作该组合系统的内部平衡参数。

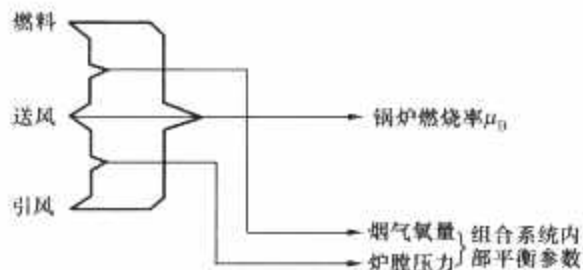


图 6.4-5 几个操作量协调动作的组合系统

图 6.4-6(a)所示为某电厂 B&WB-1025/16.8-M 带 MPS 磨、分隔风箱锅炉的燃烧系统，每套分隔风箱—磨煤机均独立控制，包括给煤机转速、磨煤机出口温度、一次风和二次风四个子系统。一次风挡板、冷风挡板与热风挡板的协调动作，提供了负荷需求的一次风量（送粉、着火），同时保持了磨煤机出口的一次风温度（干燥、防爆），后者是该组合系统的一个内部能量平衡参数。

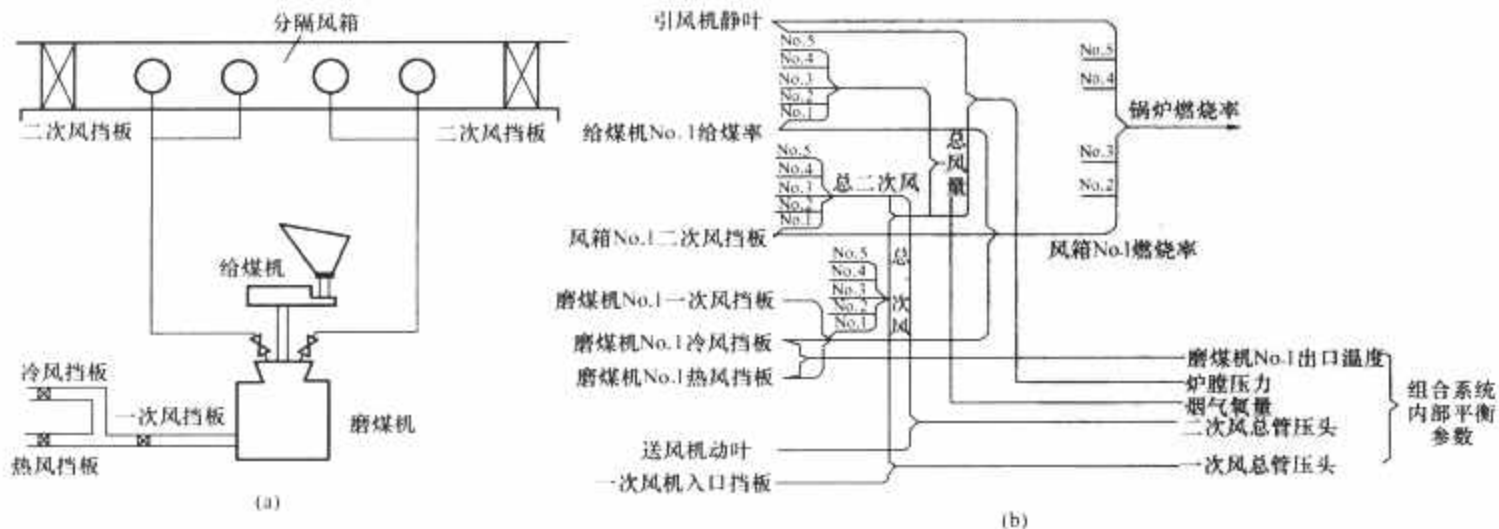


图 6.4-6 B&WB-1025/16.8-M 锅炉燃烧系统  
(a) 分隔风箱—磨煤机组工艺流程；(b) 组合系统的操作量与被调量



尽管分隔风箱—磨煤机也是一个多变量系统，但在协调控制系统的分析里，这四个子系统还包括有送风机、引风机与一次风机的控制系统，都被当作一个燃烧组合系统进行考虑，如图 6.4-6(b) 所示，输出为锅炉燃烧率。

组合系统的各个输入间，不论静态或动态过程均需协调配合，以使组合系统内部的平衡参数控制最佳。

### 1.1.3.3 多变量系统

在协调控制系统分析中，只把机组级的主控系统作为多变量控制系统考虑。锅炉的所有子系统，包括单变量的或参与组合系统的子系统，都视作随动系统。也可以说，所有单变量或组合系统的被调量，都视作锅炉内部的平衡参数，均由锅炉子系统进行调节。协调控制系统的控制对象如图 6.4-7 所示，则提供机组对电网的功率输出以及机、炉间的能量平衡控制。机、炉作为一个整体控制的机组输入，对锅炉侧为锅炉燃烧率，汽轮机侧为调节汽门开度，是一个  $2 \times 2$  多变量系统。

锅炉内部各子系统操作量的协调动作，控制好锅炉的过热和再热蒸汽温度、汽包水位、炉膛压力、炉烟氧量、磨煤机出口温度等运行参数，确保机组的安全经济运行，是锅炉控制系统，也就是协调控制系统中锅炉侧子系统的基本任务。

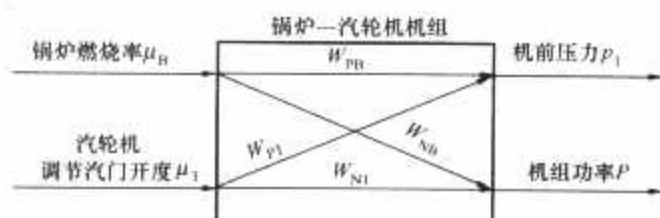


图 6.4-7 协调控制系统的控制对象

### 1.1.4 稳定机组运行

消除各种工况扰动，协调控制系统检测与消除机组运行的各种内、外扰动。通过闭环系统输入端引入的扰动，如燃料扰动，称为内部扰动；而通过开环系统的其他环节影响到系统输出的扰动，如负荷扰动，称为外部扰动。随时消除扰动的影响，稳定运行，这是闭环控制系统的根本任务。

为具有快速的负荷响应与运行稳定，协调控制系统设计都采用：

- (1) 前馈/反馈控制、连续/断续控制、线性/非线性控制以及双向/单方向控制结构。
- (2) 扰动补偿、自治或解耦的控制原则。

### 1.1.5 机组出力与主辅机设备实际能力的协调

根据电网需求控制机组各项输入对输出的能量平衡与质量平衡，这只能在机组能力许可的正常工况条件下得到满足。若机组主、辅机能力受到限制，如机、炉的一个或几个子系统回路能力已达到了其极限的静态调节范围、设备局部故障或者需要超过了机组届时的实际能力，就会出现过程参数对定值的偏差，产生需要与可能的失调。这时，协调控制系统就应当反过来迫使需要适应于可能，根据可能来限制或强迫改变机组的负荷。所以，协调控制系统的设计，提供有机组实时能力的识别限制，其主要安全措施如下：

- (1) 各种指令的上/下限、变化率以及偏差的限幅。
- (2) 机组指令与子系统指令的方向闭锁。
- (3) 串级调节系统上游 PI 模块的抗过度积分。
- (4) 机组指令的迫降/迫升。
- (5) 机组指令的暂停。
- (6) 辅机故障减负荷。

采用上述措施，在机组设备能力受限制的异常工况下，

控制原则就由正常工况的“按需要控制”自动转为异常工况的“按可能控制”，协调了“需要”与“可能”的平衡，使异常工况下协调控制系统照常可以自动投运。

### 1.1.6 具有多种可供运行人员选择的控制系统与运行方式

协调控制系统的设计，必须满足机组各种工况运行方式的要求，提供可供运行人员选择或连锁自动切换的相应控制方式，具有在各种工况（正常运行、启动、低负荷或局部故障）条件下，都能投入自动的适应能力，并且做到：

- (1) 系统切换的无平衡与无扰动过程。
- (2) 故障工况的系统连锁自动切换。
- (3) 切出机或炉的某一部分子系统自动时，控制系统照常能够稳定运行的完整性组态。
- (4) 系统切换无需修正系统的整定参数。

### 1.1.7 与其他控制系统的通信及接口

协调控制系统 (CCS) 执行机组运行的闭环控制任务，需与电厂 I&C 系统的其他控制系统通信、接口，除与采用同一分散控制系统 (DCS)，以若干站 (Node、Drop) 的方式，挂在冗余数据高速公路上的 DAS、DEH、FSSS、SCS 通信外，还要与网局调度 AGC 或 SCADA 系统、电厂网控室以及汽轮机高、低压旁路控制系统 (BPC) 接口或硬接线信号交换。

视分散控制系统的选型，可以有不同的 DCS 功能覆盖面。如选用贝利公司的 N-90 或 INFI-90 的 300~600MW 机组，DCS 系统一般覆盖 DAS、CCS、FSSS 与 SCS 系统（假定 DEH 选用西屋公司的 DEH-III）。如选用西屋公司的 WD-PF，DCS 功能可覆盖 DEH、DAS、CCS 与 SCS 系统。图 6.4-8 所示为利诺公司设计采用 MAX-1000 的某电厂 300MW 机组的分散控制系统硬件配置与通信，DCS 系统覆盖了 DAS、CCS、FSSS 与 SCS 四个系统。MAX-1000 与西屋公司的 DEH 间的连接为 RS422 接口，用 MODBUS 通信协议，传递信息主要供历史数据存储、性能计算与画面显示，而 CCS 与 DEH 间的控制信号则为硬接线连接。

## 1.2 保障机组与控制系统运行的安全可靠

协调控制系统的可靠性取决于控制仪表硬件、软件的可靠性与控制系统结构设计的可靠性。

### 1.2.1 仪表的可靠性

采用组装调节仪表、可编程序逻辑控制器 (PLC) 及分散控制系统，可以提供具有完善连锁保护、逻辑控制与监控管理的闭环控制系统。特别是分散控制系统，仪表更有很高的可靠性。

(1) 控制分散、信息集中。一方面，控制系统功能分散在不同的处理器，将可能的故障限制在最小的局部范围内。另一方面，CRT 的集中监控，给运行人员提供了大量的、易懂的信息，便于机组安全运行。

(2) 自诊断。系统具有高度的可维护能力，查找故障快速、方便，能在线维修。如 N-90 的多功能控制器 MFC-05，就有硬件、软件与 I/O 的各种自诊断功能。N-90 的诊断在组件级、过程控制单元 (PCU) 级、环路通信级与管理指令系统 (MCS) 级，均提供有显示、报警或故障处理的功能。

(3) 冗余技术。冗余配置用于集散控制系统的 CPU、存储器、控制智能、过程 I/O、电源以及通信。相同组态的备用组件能随时无扰动地顶替出错的主组件的控制工作，并且，可以对冗余的控制处理器，进行在线组态。

控制器的冗余方式一般有热备用、带切换组件的  $N+1$

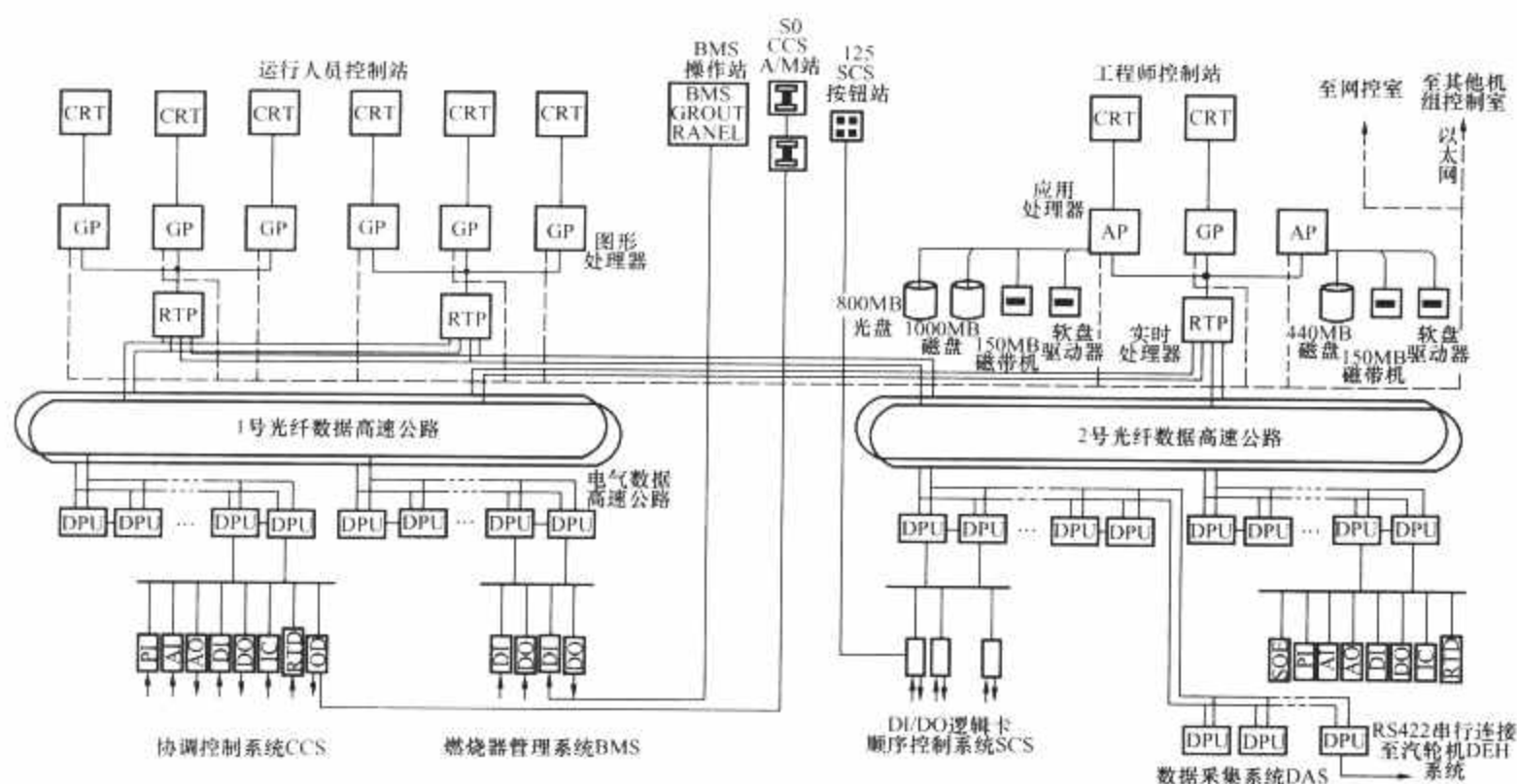


图 6.4-8 某电厂 300MW 机组 MAX-1000 分散控制系统的硬件配制与通信

备用和容错。

如 I/A 系列可以选择采用容错结构的有控制处理器 CP10、应用处理器 AP20 与载波带局域网接口，完全可以避免任何单点出错，平均无故障时间大于 100 年。

冗余结构可以有 1+1 冗余或 N+1 冗余备用支持。前者如 N-90 的 MFC、AMM 的 1 对 1 冗余；后者如 MOD-300 控制器子系统中 N+1 控制组件的 1 对 N 备用，N=3、11，为主控制组件数。又如 Rossmount System3 的模拟 I/O 接口组件，亦可选 N+1 冗余备用，N=1、3、7，并且，DCS 的数据高速公路通信也均为冗余结构。

(4) 控制系统易于修改、扩展。控制系统编程、组态灵活，在线、离线均可组态。N-90 的图形算法，更提供了直观、方便的组态方式。

(5) 提供环境保护。采用密封结构的处理器组件，不暴露电子线路。

(6) 光纤数据高速公路。如利诺公司的 MAX-1000 分散控制系统的光纤通信网络，具有抗雷击、抗射频干扰、防潮、耐蚀等功能。

### 1.2.2 系统的可靠性

协调控制系统的可靠性设计思想有：

#### (1) 冗余控制。

- 1) 双变送器、三变送器监控检测。
- 2) 重要信号旁证。
- 3) 重要执行回路的二级手操（CRT 键盘软手操+A/M 站操作）。

4) 对 CCS 系统的二路 AC220V 供电，其中一路为 UPS 电源。

5) 机柜、组件箱的冗余供电或不停电供电。

6) 冗余控制处理器（CP、AP 或 MFC、DPU 等）。

7) 冗余通信（节点总线、组件总线、文件总线、厂区环路或数据高速公路等，此外，CCS/FSSS 间与 CCS/DEH 间重要信息交往还有硬接线连接）。

#### (2) 机组实时能力识别限幅。

- 1) 方向闭锁。
- 2) 机组指令的迫降/迫升。
- 3) 辅机故障减负荷。

#### 4) 暂停。

#### (3) 故障对策。

- 1) 系统或运行方式连锁自动切换。
- 2) 闭锁保持，或指定故障情况下的输出状态。
- 3) 故障切手动/连锁切手动。
- 4) 超驰控制。
- (4) 防止运行人员的误操作连锁。
  - 1) 安全保护的超驰控制，优先级高于正常自动及软手操。
  - 2) 不满足许可条件时，允许人员操作无效。
  - 3) 误操作不能投自动或导致强迫切手动。
  - 4) 向扩大参数偏差的错误方向操作无效。
  - 5) 重要安全功能或操作需运行人员确认（与再确认）。
  - 6) 状态显示与操作提示。
  - 7) 辅机、各种挡板的启/停操作配合。
  - 8) 局部设备、子系统未送电或未选择控制系统运行方式时，不能投自动或连锁切手动，初始化（原始）状态处于允许的基本系统或安全运行方式。

#### (5) 主燃料跳闸（MFT）处理。

- 1) 切手动。
- 2) 防内爆保护。
- 3) 超驰定位控制或顺序控制。
- (6) 机组甩负荷（FCB）处理。
  - 1) 切手动。
  - 2) 超驰减负荷。
  - 3) 超驰定位控制。
  - (7) 防内爆控制。
    - 1) 引风机静叶快速动态关小。
    - 2) 炉膛压力大偏差超驰控制。
    - 3) 二次风挡板定位控制或顺序控制。
  - 4) 引风保持自动，送风切手动暂时保持。
  - (8) 汽轮机防进水保护。
  - (9) 串级调节系统上游 PI 模块的抗过度积分措施。
  - (10) 风/煤交叉连锁—空气优先原则。
  - (11) 重要回路的执行机构监控。
    - 1) 阀位指令与实际阀位的偏差监控。

- 2) 方向闭锁。
- 3) 超驰开/关。
- 4) 带直接手操。
- 5) 失电、断气或断信号保护。
- (12) 多输出同步控制。
- 1) 任意次序无平衡、无扰动的手动/自动切换。
- 2) 自动增益修正。
- 3) 各输出手动状态的偏置,投入自动后能保持。
- (13) 协调控制系统各子系统间的连锁。
- (14) 显示报警与监控管理。
- 1) 硬接线 UMS 操作管理。
- 2) RT 画面监控与键盘软手操。

1.3 提高机组运行的技术经济效益

提高机组的经济效益是协调控制系统的投运目的之一。控制系统的投运,从如下方面带来经济效益:

- (1) 提高机组运行的技术性能。
- 1) 参数控制品质好,运行稳定,高效满发。
- 2) 提高了机组对电网的负荷响应能力。
- 3) 改善污染排放,减少灰、渣、废水、SO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 的

- 排放公害。
- (2) 避免或减少事故。
  - 1) 减轻运行人员劳动强度,减轻人的心理负担与压力。
  - 2) 帮助运行人员操作,防止误操作,避免和减少事故的可能性。
  - (3) 延长机组的寿命。
  - (4) 改善了电网的负荷经济调度。

2 运行方式

锅炉—汽轮机单元机组的系统运行方式,分别有:

- (1) 锅炉跟随、汽轮机跟随与协调控制。
- (2) 定压运行与滑压运行。
- (3) 供电与热电联供方式。
- (4) 带分离器运行与纯直流运行。

控制系统设计必须满足机组的各种运行方式要求。本节则只论述上述第一种分类的运行方式。

2.1 CCS 系统的运行方式

运行方式主要由表 6.4-1 所示的锅炉跟随、汽轮机跟随和协调控制,其示意图如图 6.4-9 所示。

表 6.4-1 单元机组的运行方式

被测量 操作量	运行方式		协调控制 COORD				
	锅炉跟随 BF	汽轮机跟随 TF					
锅炉燃烧率 $\mu_B$	$p_T$	$N$	$N, p_T$	$p_T$	$p_T, N$	$N$	$p, \frac{p_1}{p_T}$
汽轮机调节汽门开度 $\mu_T$	$N$	$p_T$	$p_T, N$	$N, p_T$	$N$	$p_T, N$	$N$

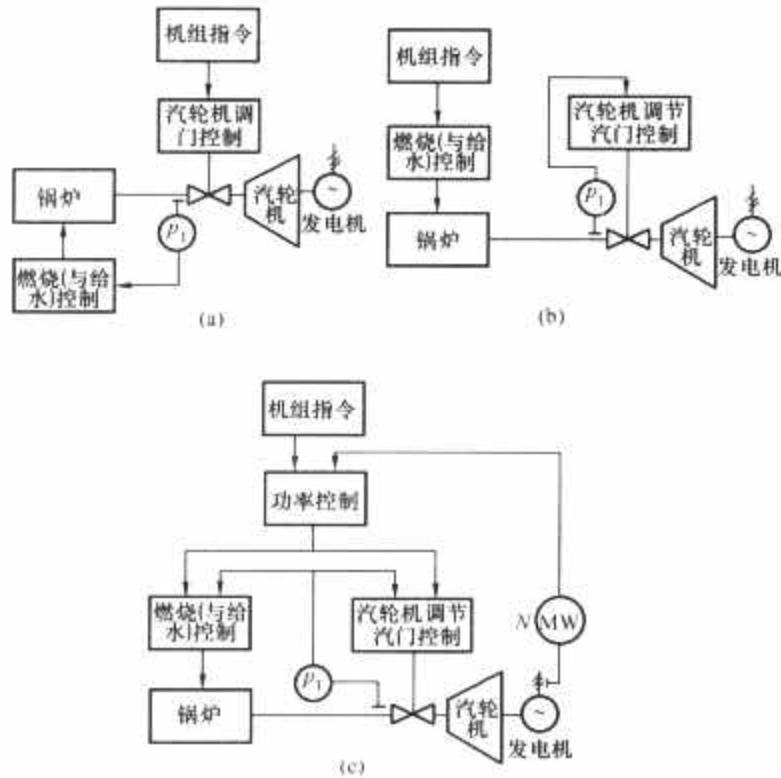


图 6.4-9 锅炉跟随、汽轮机跟随与协调控制系统  
(a) 锅炉跟随; (b) 汽轮机跟随; (c) 协调控制

一般,CCS 的系统设计包括四种基本运行方式:①协调控制;②锅炉跟随;③汽轮机跟随;④手动。

由于国内外对各种 CCS 系统运行方式的功能、任务及名称都不统一,特别是锅炉跟随与汽轮机跟随更是名称繁多,为避免混淆,现对 CCS 的运行方式及其分类列表如表 6.4-2 所示。

表 6.4-2 协调控制运行方式及其分类

系统运行方式		控制系统任务	
名称	汽轮机侧	锅炉侧	
协调控制	以锅炉跟随为基础的协调控制 CCS1	稳定工况闭环调节功率+机组指令前馈;压力偏差超过死区时闭环调功 (PI)+压力拉回 (p)	闭环调节压力+机组指令前馈
	以汽轮机跟随为基础的协调控制 CCS2	稳定工况同时闭环调压、调功;功率偏差超过规定时,限制继续调功而转入以调压为主的控制方式	闭环调节功率+机组指令前馈
	综合型	同时闭环调功、调压+机组指令前馈	同时闭环调功、调压+机组指令前馈
	直接能量平衡 DEB	闭环调节功率+机组指令前馈	以能量平衡信号 $P, P_1/P_T$ 作为锅炉的前馈指令,热量信号 $(P_1 + dP_d/dt)$ 作为燃料反馈
锅炉跟随	带功率闭环	闭环调节功率+机组指令前馈	闭环调节压力+机组指令前馈
	无功率闭环	汽轮机为遥控方式或汽轮机主控 TM 自动,汽轮机指令由运行人员通过主控系统输出给定 汽轮机为就地操作方式或汽轮机主控 TM 手动	闭环调节压力+机组指令前馈



续表

系统运行方式		控制系统任务	
名 称		汽轮机侧	锅炉侧
汽轮机跟随	带功率闭环	闭环调节压力+机组指令前馈	闭环调节功率+机组指令前馈
	无功率闭环	闭环调节压力	锅炉主控 BM 自控方式，锅炉指令由运行人员通过主控系统输出给定
		闭环调节压力	锅炉主控 BM 手动方式，锅炉指令在 BM 上手动给定
手 动		汽轮机为就地操作方式，汽轮机主控 TM 手动	锅炉主控 BM 手动方式，或燃料、送风子回路亦均手动

2.2 锅炉跟随与汽轮机跟随

2.2.1 锅炉跟随 (BF)

2.2.1.1 运行性能

锅炉跟随运行方式由汽轮机调功、锅炉调压，优点为对电网的负荷响应快，充分利用了锅炉蓄能，缺点为运行稳定性差。缺点具体为：

(1) 负荷变化时，蓄能的利用（释放）要以牺牲压力（降低压力）为代价；且锅炉响应又慢，动态过程压力波动大。

(2) 因机炉间的相互影响，燃料扰动（增加）时压力、功率都上升，而为保持原有功率的汽轮机调节汽门动作（关小），更使压力有所波动（增加）。

为减少变负荷过程中的压力动态偏差，如表 6.4-2 所示，对锅炉跟随系统在锅炉侧也都采用了前馈控制。

2.2.1.2 运行方式说明

锅炉跟随一般是协调控制系统在汽轮机侧局部故障或受限制工况（不能投自动）的一种辅助运行方式，如表 6.4-3 所示，机侧辅机故障减负荷时，CCS 由协调控制连锁自动

切换到锅炉跟随运行方式。

表 6.4-3 辅机故障减负荷 (RB) 时的运行方式切换

序号	RB 项目	RB 目标值	运行方式	BMS 控制	汽轮机旁路控制
1	一台送风机跳闸	50%	COORD→TF	停磨、投油	自动
2	一台引风机跳闸	50%	COORD→TF	停磨、投油	自动
3	一台一次风机跳闸	50%	COORD→TF	停磨、投油	自动
4	一台汽动泵跳闸	50%	COORD→TF	停磨、投油	自动
5	一台循环泵跳闸	60%	COORD→TF	停磨	自动
6	发电机冷却水电断	30%	COORD→BF	停磨、投油	自动
7	高压加热器旁路	90%	COORD→BF	—	—

注 1. 序号 6、7 两侧为汽轮机侧 RB，其余为锅炉侧 RB。  
2. RB 目标值取决于辅机容量及台数。

锅炉跟随的基本模式是锅炉自动调压（闭环）、汽轮机手动调功（开环）。汽轮机调节汽门开度可以在 DEH 的操作板上或 CCS 的汽轮机主控操作器 TM 上手动操作。按汽轮机侧的工作状态，若汽轮机 DEH 控制处于遥控方式或汽轮机 TM 为自动状态，接受运行人员在负荷管理中心 LM-CC（如图 6.4-10 所示的某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统），或者在负荷指令处理 LDC 画面（如图 6.4-11 所示的采用 WDPF 设计的 CCS 主控制系统），或者在机组主控站 UMS 画面（如图 6.4-12 所示的采用 MAX-1 设计的 DEB-400CCS 主控制系统）上给定的汽轮机调节汽门开度指令定位，这就是表 6.4-2 中不带功率控制的锅炉跟随自动方式。又如图 6.4-11 所示，若汽轮机侧也设有闭环功率控制，就构成带功率控制的锅炉跟随方式。就是说，按汽轮机的不同控制方式，可以有表 6.4-2 中三种相应的“锅炉跟随”。但应强调指出，锅炉跟随一般用于机侧为手动、无功率闭环控制。

2.2.2 汽轮机跟随 (TF)

2.2.2.1 运行性能

汽轮机跟随运行方式由锅炉调功、汽轮机调压。优点为

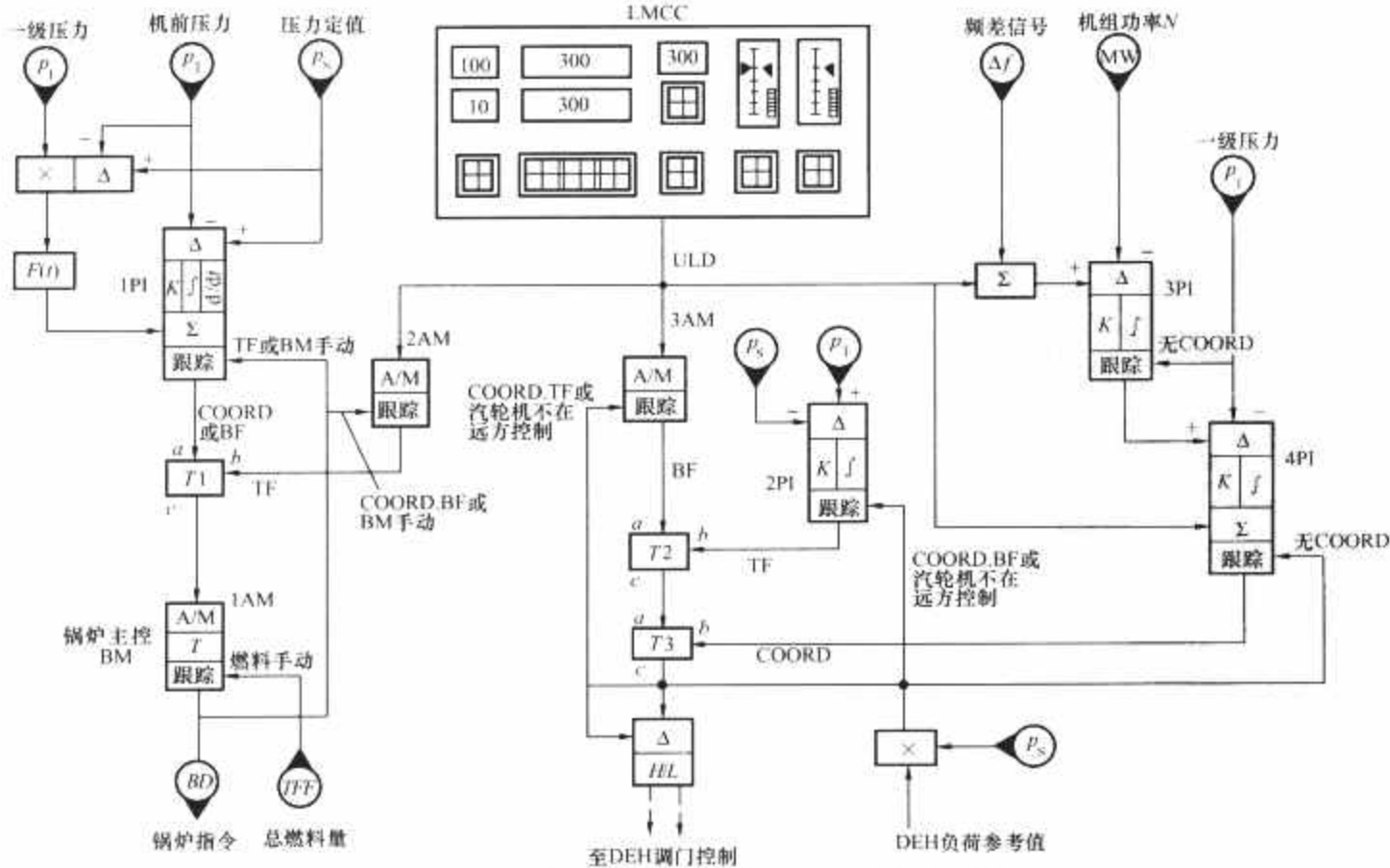


图 6.4-10 某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统

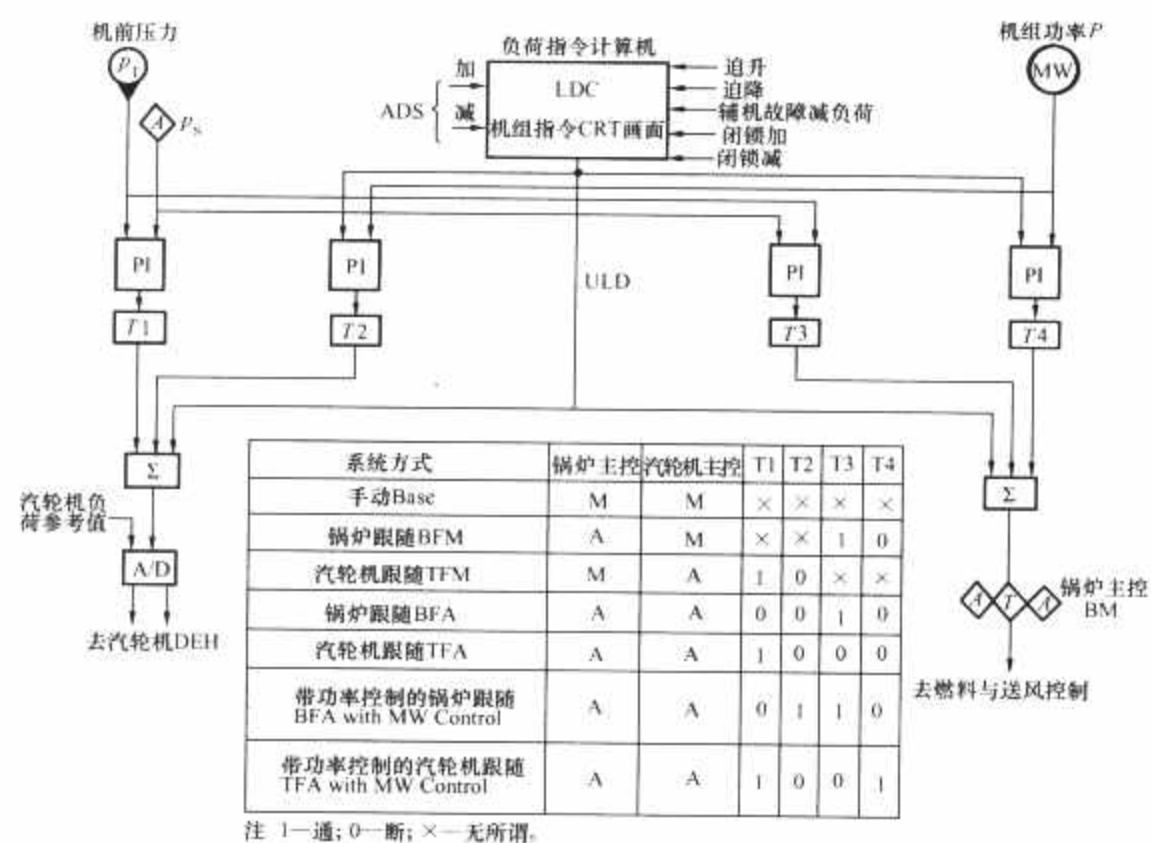


图 6.4-11 采用 WDPF 设计的 CCS 主控系统

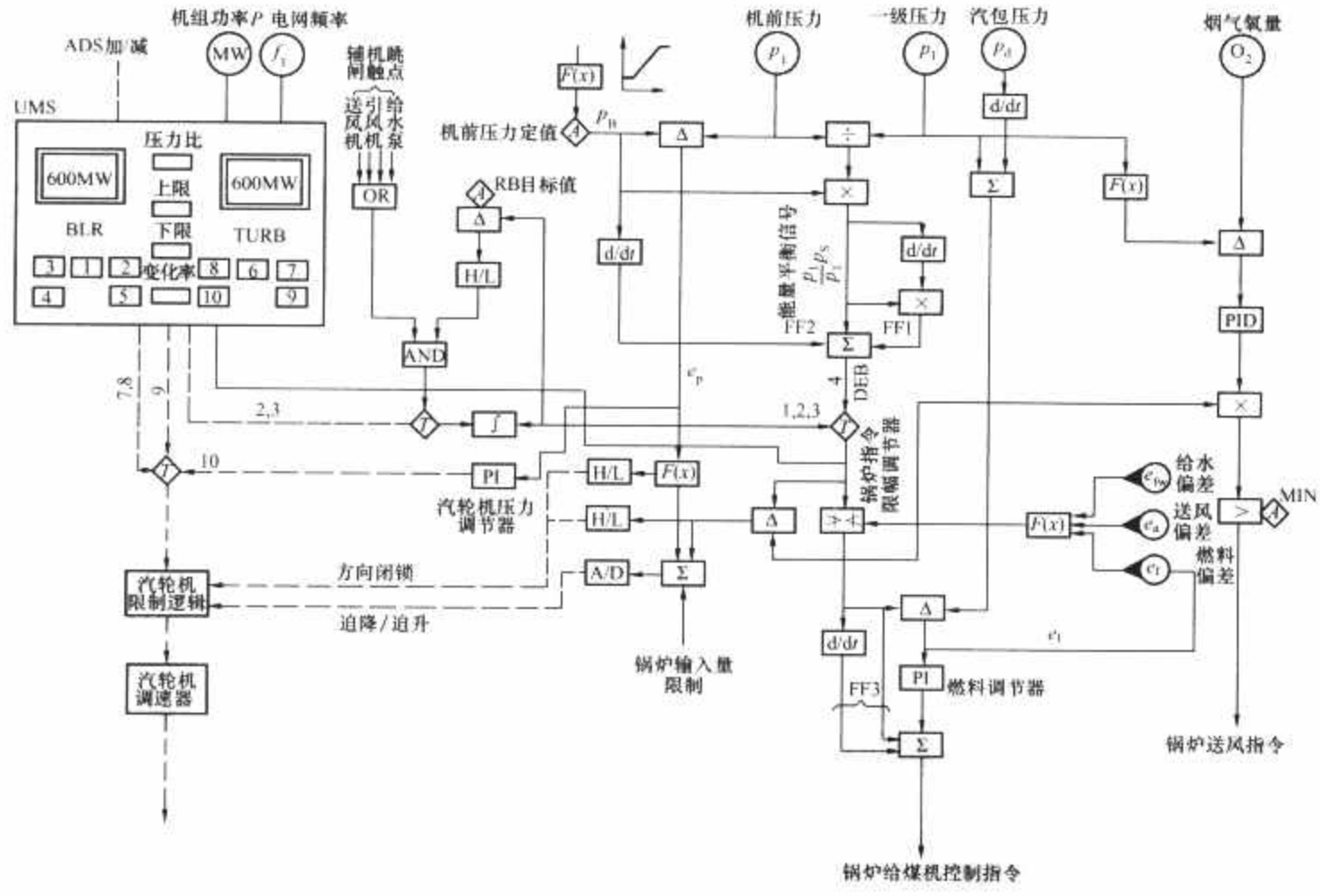


图 6.4-12 采用 MAX-1 设计的 DEB-400 CCS 主控系统

1—锅炉为主；2—加；3—减；4—DEB；5—手动；6—汽轮机为主；7—加；8—减；9—LFC；10—TF2

机组运行稳定，因汽轮机调压的动态响应比锅炉调压快，不论负荷变化过程或燃料扰动，压力波动都小。其缺点为：

- (1) 负荷响应慢，不仅未能利用锅炉蓄能，在负荷变化（增加）时，还要先向锅炉附加蓄能，要先提高汽包压力。
- (2) 因机炉间的相互影响，燃料扰动时机组功率波动也大。燃料扰动（增加）时，功率、压力都上升，而为保持原有压力的汽轮机调节汽门动作（开大），会使功率更加波动（增加）。对燃煤机组这个缺点就比较突出，单纯的汽轮机跟随系统对电网干扰较大。

汽轮机跟随与锅炉跟随的主要优缺点比较如表 6.4-4

所示。

表 6.4-4 锅炉跟随与汽轮机跟随的定性比较

工况变化	锅炉跟随 (BF)		汽轮机跟随 (TF)	
	功 率	压 力	功 率	压 力
机组指令改变	响应快	波动大	响应慢	稳定性好
燃料扰动	波动小	波动大	波动大	稳定性好

2.2.2.2 运行方式说明

汽轮机跟随一般是协调控制系统在锅炉侧局部故障或受

限制工况的另一种辅助运行方式,如表 6.4-3 炉侧辅机故障减负荷(RB)时,由协调控制(COORD)自动切换到汽轮机跟随(RF)。

汽轮机跟随的基本模式是汽轮机自动调压(闭环)、锅炉手动调功(开环)。CCS 的锅炉主控操作器 BM 手动,这是表 6.4-2 中的汽轮机跟随手动方式。按锅炉侧的工作状态,若锅炉主控 BM 处于自动状态(煤、风、水等子回路均投入自动),接受运行人员在 LMCC(见图 6.4-11)或 UMS 画面(见图 6.4-12)上给定的锅炉指令定位,这就是表 6.4-2 中不带功率控制的汽轮机跟随自动方式。又如图 6.4-11,若锅炉侧亦设有功率闭环控制,就构成带功率控制的汽轮机跟随方式。所以,按锅炉的不同控制方式,可以有表 6.4-2 中三种相应的汽轮机跟随,一般锅炉侧应为手动、无功率闭环控制。

## 2.3 协调控制

### 2.3.1 基本控制策略

CCS 系统的控制策略,关键在于处理机组负荷适应性与运行稳定性的这一对矛盾,要求既快又稳。其设计思想是既要尽可能体现表 6.4-4 中锅炉跟随与汽轮机跟随的优点,又要消除表 6.4-4 中两者的缺点。机炉协调控制的动态过程,具有锅炉跟随的初始负荷响应、中间的负荷稳定增加以及汽轮机跟随的稳定性。

分析锅炉跟随运行方式的负荷响应,其功率输出主要有两部分:

(1) 汽轮机调节汽门开大,压力降低过程放出的锅炉蓄能(附加蒸发量),如图 6.4-13 所示。

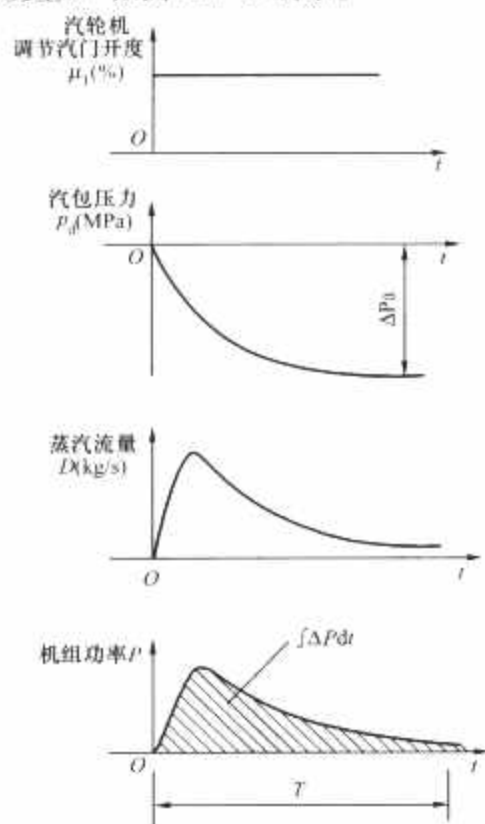


图 6.4-13 锅炉蓄能的确定

(2) 锅炉闭环调节压力过程输入的能量,包括燃料增加、补偿对应于增加的负荷的汽包压力所需的锅炉蓄能,以及增加负荷所需的功率增量。所以 CCS 的一个重要设计思想就在于蓄能的合理利用与补偿。

#### 2.3.1.1 锅炉蓄能的利用与补偿

锅炉的蓄能主要取决于汽包与水冷壁的蒸发部分,在压力降低时产生的附加蒸发量大小,一般以蓄热能力  $C_K$  表示。 $C_K$  由蒸发区的工质、金属以及过热区的工质决定,它

的大小取决于锅炉炉型、压力及容量。

(1) 锅炉容量越大,  $C_K$  亦大,但相当于单位容量(按每 100t/h 计)的  $C_K$  值下降。

(2) 锅炉压力越高,蒸发区越小,因而  $C_K$  值下降,且  $C_K$  中过热区蓄热所占的成分增高。

(3) 直流锅炉比锅炉汽包  $C_K$  值小,亚临界一次上升 UP 炉的  $C_K$  值更小。

$C_K$  值可计算得出,亦可由试验确定,如图 6.4-13 所示的阴影面积除以压降。某电厂 1000t/h UP 直流锅炉的  $C_K \approx 1200\text{kg/MPa}$ ,即当汽轮机调节汽门开大,而锅炉控制系统的动作尚未影响到机组功率时,由于蒸发区压力每下降 0.1MPa,在短暂的持续时间  $T$  内,锅炉可放出附加蒸汽量 120kg。若  $T \approx 1\text{min}$ ,则相当于蓄能为  $2160\text{kW} \cdot \text{min}$ 。 $C_K$  值的确定,提供了对机组控制对象瞬间响应能力的一个估计。

协调控制系统对蓄能利用的考虑为以下几方面。

(1) 蓄能的合理利用与限制。

- 1) 充分利用蓄能,提高机组负荷响应。
- 2) 蓄能的利用又有所限制,确保运行稳定。
- 3) 控制合适的负荷变化率。

从利用蓄能的观点看,汽包锅炉与直流锅炉的区别有:

1) 直流锅炉蓄能小,但允许的压降变化速度高。而以同样的压降值比较,汽包锅炉放出的附加蒸汽量多,但其供汽持续时间亦长,如图 6.4-14 所示。

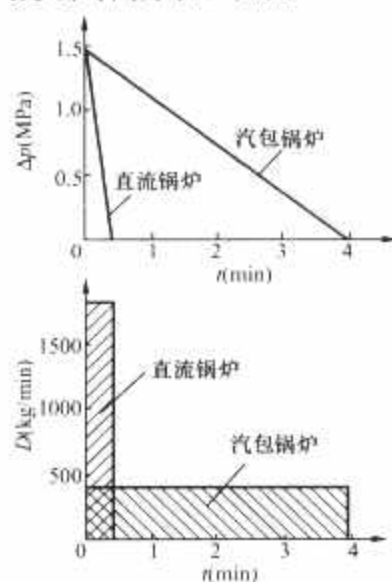


图 6.4-14 允许的压降变化速度与锅炉蓄能对比

2) 对直流锅炉,给水流量的增加亦可放出蓄能。

(2) 超调控制、补偿锅炉蓄能。加负荷过程的锅炉输入控制要求动态超调,不仅随负荷比例增加,还要求加入更多的能量。

1) 补偿汽轮机调节汽门开大放出的锅炉蓄能。

2) 满足锅炉蓄能随负荷增加而增加的变化。

3) 滑行运行比定压运行蓄能随负荷的增加需求更多。

由于滑行运行比定压运行负荷响应慢,所以变

负荷滑压控制要求锅炉超调更多的燃料与送风。而对直流锅炉机组的滑压控制,还要求超调更多的给水。图 6.4-15 所示为一台 600MW 滑压运行超临界直流锅炉在变负荷工况的给水与燃烧率的超调要求,给水量超调约与负荷变化率成正比,而与负荷大小几乎无关。图 6.4-15(a)对 5%/min 的负荷变化率,给水超调量为 10%,比定压运行的直流锅炉多一倍。图 6.4-15(b)燃料、送风超调量要比定压运行时多 15%。由于给水、燃烧的动态超调大,对汽温扰动亦大,因而对喷水控制的要求也更高。

为提高机组的负荷响应,世界上越来越多的 CCS 系统设计,都采用以锅炉跟随为基础的协调控制,采用前馈控制技术,使锅炉输入能被控制的很接近于届时要求的量,而不完全依赖于反馈控制的缓慢而往往会引起不稳定的积分过程。

前馈控制的目的:

1) 超调锅炉输入,补偿在负荷变化过程中锅炉要求的蓄能改变及输出的能量增加。



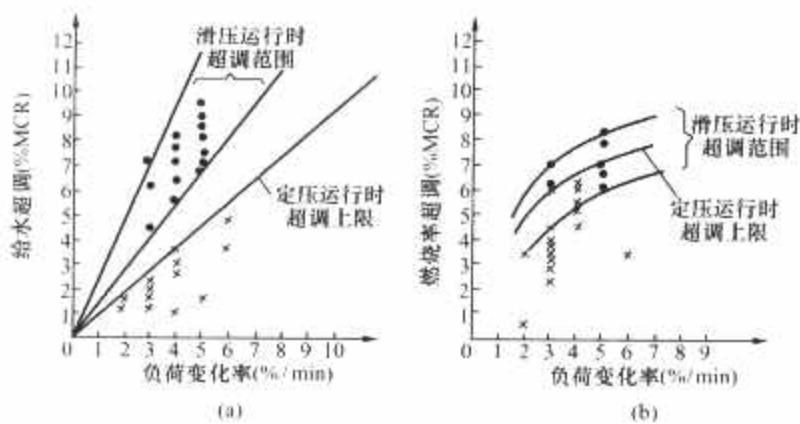


图 6.4-15 滑压运行直流锅炉控制的输入超调

(a) 给水控制; (b) 燃烧率控制

·—滑压运行; ×—定压运行

2) 直接能量平衡, 使反馈回路尽量少作校正, 过程即可稳定。

最典型、最成功的前馈控制, 就是 DEB 协调控制系统, 无需机前压力的闭环 (反馈) 校正。

由于锅炉—汽轮机两侧多变量控制动作的相互影响, 致使如表 6.4-4 所列在燃料扰动时, 锅炉跟随方式压力波动大, 汽轮机跟随方式功率波动大。所以, 协调控制系统的又一个重要设计思想, 就在于尽可能减少或消除这种相互影响。

### 2.3.1.2 机、炉控制动作相互影响的减小

输入—输出配对选择与相互影响。相互影响取决于:

- (1) 锅炉—汽轮机控制对象固有的动态、静态特性规律, 因机组参数、容量、结构而异。
- (2) 控制系统的输入—输出配对安排。
- (3) 控制系统的参数整定。
- (4) 控制系统的结构设计。
- (5) 机组的运行方式与运行负荷。

其中, 输入—输出配对, 就是多变量控制系统由哪一个操作量—被调量构成主通道 PI 闭环控制回路的选择问题。

对于图 6.4-7 所示  $2 \times 2$  的汽包锅炉机组控制, 可有图 6.4-16 所示的锅炉跟随 (BF) 与汽轮机跟随 (TF) 两种配对排列组合。对  $3 \times 3$  的直流锅炉机组, 比汽包锅炉又多了

一个输入——给水流量、多了一个输出——蒸汽温度, 因而又有“以燃料调压力 (BF) 或功率 (TF), 给水配合燃料调节温度”与“以给水调压力 (BF) 或功率 (TF), 燃料配合给水调节温度”的两种选择, 即表 6.4-5 所示的四种排列组合。

表 6.4-5 直流锅炉机组输入—输出配对选择

运行方式 煤水比控制 被调量	锅炉跟随 BF		汽轮机跟随 TF	
	1	2	3	4
操作量	给水调温	燃料调温	给水调温	燃料调温
锅炉燃烧率 $\mu_B$	$p_T$	$\Theta$	$P$	$\Theta$
给水流量 FW	$\Theta$	$p_T$	$\Theta$	$P$
汽轮机调节汽门开度 $\mu_T$	$P$		$p_T$	

注  $p_T$ —机前压力;  $P$ —机组功率;  $\Theta$ —主蒸汽温度。

图 6.4-17 为超临界滑压运行直流锅炉机组协调控制系统的原理图, 该系统操作量—被调量的关系如表 6.4-6 所示, 属表 6.4-5 第 2 种的锅炉跟随的直流锅炉单元机组配对方式。

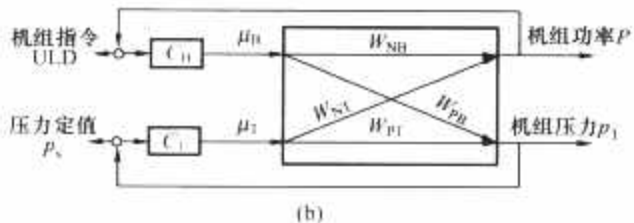
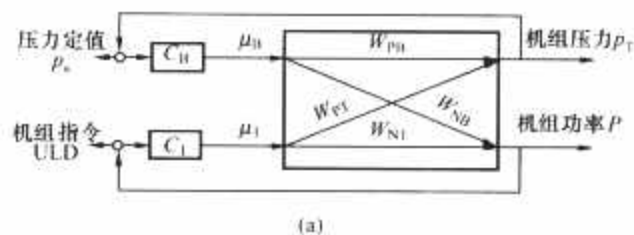


图 6.4-16 汽包锅炉机组的输入—输出控制配对  
(a) 锅炉跟随; (b) 汽轮机跟随

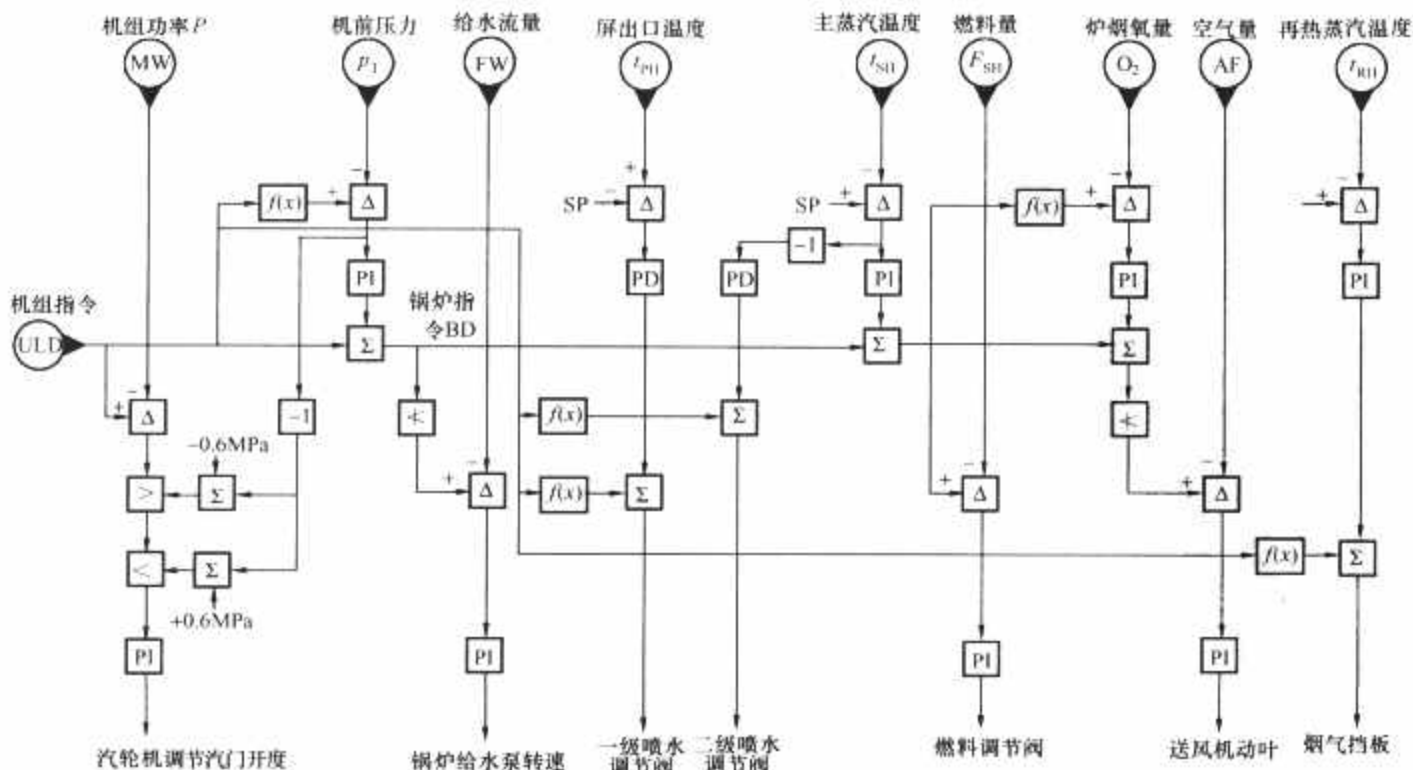


图 6.4-17 超临界滑压运行直流锅炉机组协调控制系统原理图

表 6.4-6 超临界直流锅炉机组 CCS 系统操作量—被调量的关系

控制系统		再循环运行 (带分离器工作)	纯直流运行
功率	比例积分控制		汽轮机调节汽门开度
	比例控制或支援控制		给水、燃料
	说 明	给水流量按负荷控制，但要确保炉膛水冷壁的工质流量大于规定的下限值	正常滑压运行，汽轮机调节汽门开度不变，但为了改善动态响应与校正功率的偏差，汽轮机调节汽门开度还是控制改变的
压力	比例积分控制	燃料	给水、燃料
	比例控制或支援控制	汽轮机调节汽门开度	
	说 明	设有压力偏差对汽轮机调节汽门的超驰控制回路，限制压力变化在规定的范围以内	
主蒸汽温度	比例积分控制	喷水	燃料
	比例控制或支援控制		喷水、给水
	说 明		按汽温偏差对给水量和喷水量进行比例控制
再热蒸汽温度	比例积分控制	烟 气 挡 板	
	比例控制或支援控制	事 故 喷 水	

2.3.2 协调控制方式分类

各种 CCS 大致可以分为表 6.4-2 中的四类：

- (1) 以锅炉跟随为基础的协调控制 (CCS1)。
- (2) 以汽轮机跟随为基础的协调控制 (CCS2)。
- (3) 综合型协调控制。
- (4) 直接能量平衡协调控制 (DEB)。

当然，DEB 协调控制，实际上也是一种特殊的以锅炉跟随为基础的协调控制。

2.3.3 协调控制系统定义

一个以锅炉、汽轮机作为一个整体对象控制的协调控制系统，具有多种运行方式，其中至少要有一个是协调控制方式。但前面提到的如图 6.4-11 所示的 CCS 系统，只有带功率控制的 TF，却没有一个机、炉同时调功、调压的协调控制方式。

一般，对机、炉协调控制的理解是：锅炉、汽轮机同时调节功率、调节压力的闭环控制系统；锅炉、汽轮机多变量控制相互影响减到最小的（近似解耦或单向解耦）的闭环控制系统。

不过对上述图 6.4-11 系统的设计可以从如下角度作理解：锅炉、汽轮机同时接受机组指令 ULD 前馈闭环控制系统。

所以广义地说，将机、炉作为一个整体进行控制；既要考虑负荷响应快，又要保证运行稳定性好；既要满足电网要求，又要顾及机组实际可能；包括了汽轮机调节汽门开度控制与锅炉全部燃烧、给水、蒸汽温度等控制的闭环控制系统，就是协调控制系统。

3 CCS 工程实例的设计思想

就表 6.4-2 分类的协调控制方式，介绍国内外典型的 CCS 系统设计思想、控制机理与运行方式。

3.1 以锅炉跟随为基础的协调控制

表 6.4-2 中“以锅炉跟随为基础的协调控制 CCS1”方式，一般以宝钢电厂的协调控制系统为代表。选择锅炉跟随输入—输出配对的控制系统，着重追求的是机组的负荷响应能力。但单纯的锅炉跟随控制系统，具有表 6.4-4 中在负荷变化或燃料扰动时压力波动大的缺点。为消除这两个缺点可采取以下措施。

3.1.1 压力偏差经死区引入汽轮机侧

图 6.4-18 所示为采用 N-90 设计的某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统，与宝钢电厂的 CCS 设计相似，原理如图

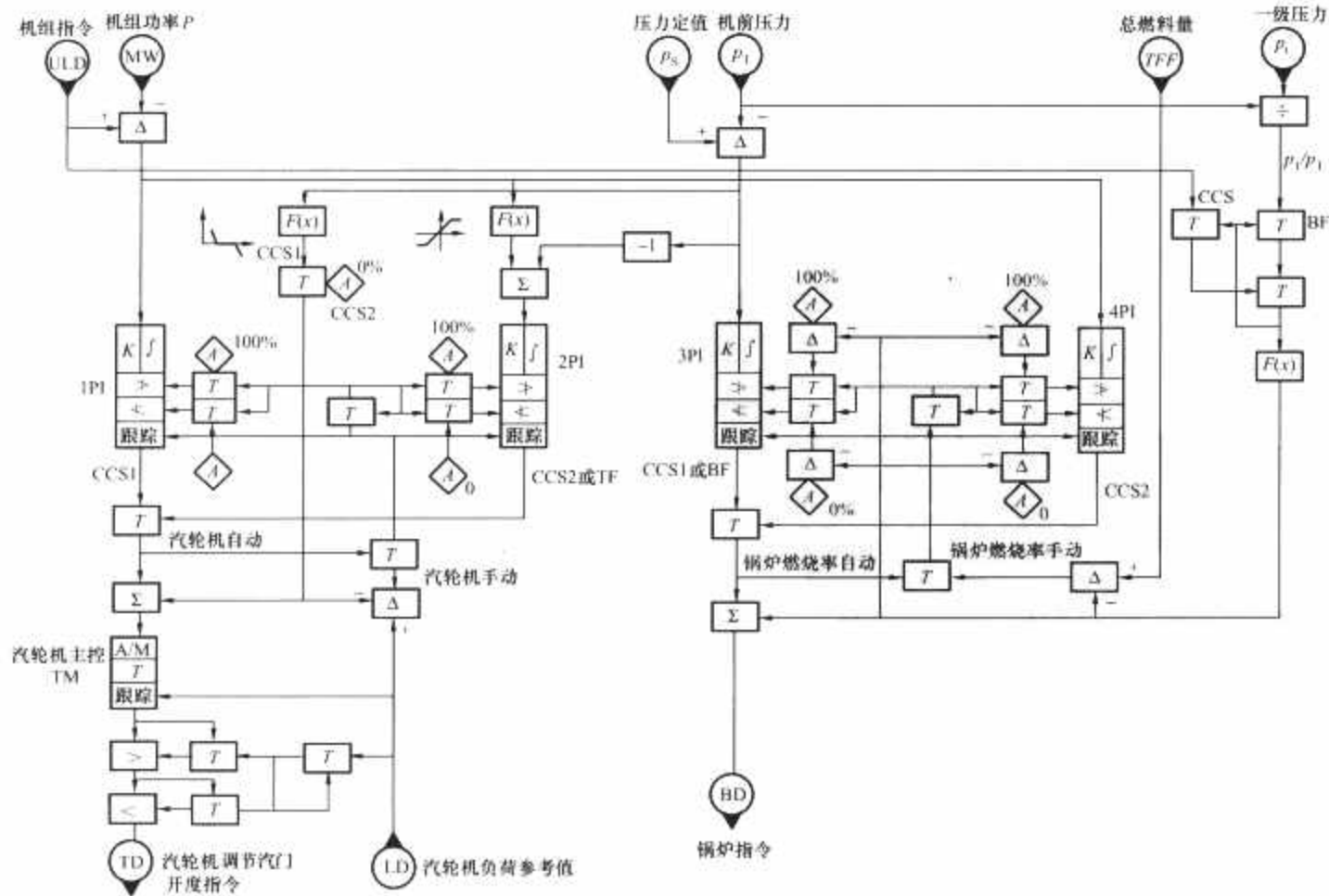


图 6.4-18 某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统（采用 N-90 设计）

6.4-19 所示, 正常运行时汽轮机侧闭环调功、锅炉侧闭环调压+ULD 前馈, 相当于带功率控制的锅炉跟随, 充分发挥了“锅炉跟随”的优点。若负荷变化速度或幅度过高, 或燃料扰动过大, 机前压力的变化超过了图 6.4-19 中  $F(x)$  的设定死区, 汽轮机侧即由调功率转入压力拉回方式, 即表 6.4-2 中汽轮机侧同时调功 (比例积分) 和调压 (比例)、锅炉侧调压+ULD 前馈的 CCS1 控制方式, 确保压力波动限在规定的死区范围以内。

$F(x)$  的死区和斜率, 均为系统的整定参数。死区大小决定了蓄能的利用和限制要综合兼顾负荷适应性和运行稳定性选择。斜率的选择则取决于压力偏差动态校正的速度, 要求立即“拉回”, 稳定运行。一般选择, 死区  $\Delta \approx \pm 0.3\text{MPa}$ , 斜率  $K \approx 3 \sim 4$ 。

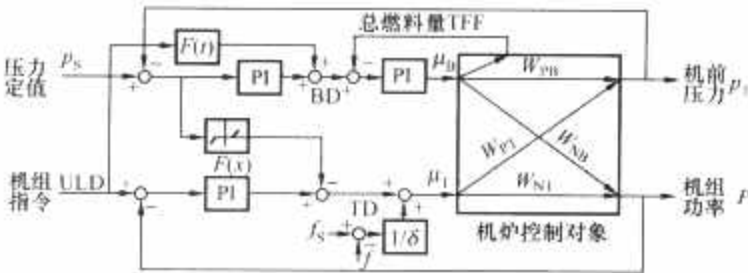


图 6.4-19 图 6.4-18 的 CCS1 协调系统原理

3.1.2 方向闭锁

(1) 对汽轮机侧 1PI、2PI 模块及 AM 输出的方向闭锁, 用以限制负荷变化的速度和幅度, 防止压力偏差 (机、炉配合失调) 向增加方向有进一步扩大的可能性, 如  $(p_s - p_1)$  大于设定值 [如  $\pm(0.2 \sim 0.25)\text{MPa}$ ] 时, 汽轮机调节汽门开度闭锁加 (Block INC); 反之, 则闭锁减 (Block DEC)。方向闭锁的优先级高于手动和自动, 并可在手动时防止运行人员可能的误操作。

(2) 锅炉侧串级调节系统主环 3PI、4PI 模块的抗过度积分, 使该系统对内扰频繁的燃煤机组的长期安全运行更具有实用性。

3.1.3 机、炉两侧引入功率指令前馈信号

一般的机组指令前馈控制, 对锅炉侧系通过比例微分环节, 对汽轮机侧则为比例环节。图 6.4-18 的 CCS 设计中, 汽轮机侧无前馈控制; 锅炉侧的前馈信号, 在投用协调控制时取为机组指令 ULD, 而在锅炉跟踪投运时则切换为汽轮机调节汽门开度 (压力比)。

图 6.4-18 中的设计具有表 6.4-2 所示的以锅炉跟随为基础的协调控制 CCS1、以汽轮机跟随为基础的协调控制 CCS2、锅炉跟随 BF(M)、汽轮机跟随 TF(M) 与手动共五种运行方式, 即具有两种可供选择的协调控制系统。表

6.4-7 所示即为某电厂 300MW 机组 CCS 主控系统各运行方式 PI 模块的工作状态。

与上述 CCS1 方式的设计思想有所不同的另一种以锅炉跟随为基础的协调控制, 如图 6.4-20 所示采用了 N-90 设计的 350MW 机组 CCS 的主控系统, 采用了表 6.4-7 中炉侧闭环调压 (比例积分) + ULD 前馈、机侧同时闭环调功、调压 (比例积分) 的结构设计, 其原理如图 6.4-21 所示。该系统计有以锅炉跟随为基础的协调控制系统 CCS1、锅炉跟随 BF(M)、汽轮机跟随 TF 与手动四种主要运行方式, 如表 6.4-8 所示。

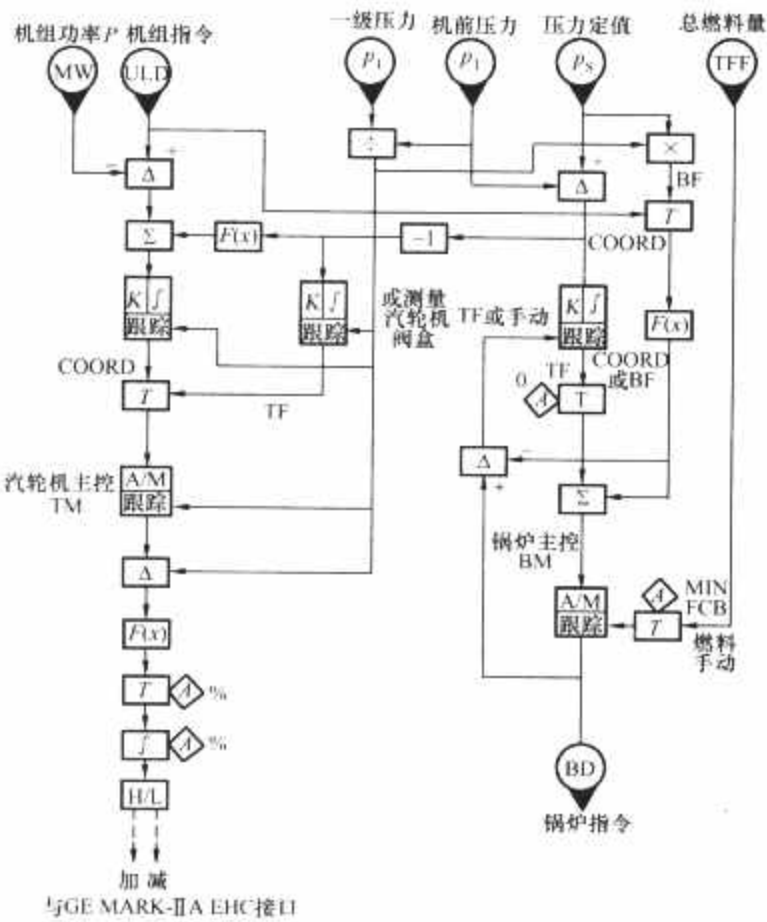


图 6.4-20 某电厂 350MW 机组 CCS 的主控系统 (采用 N-90 设计)

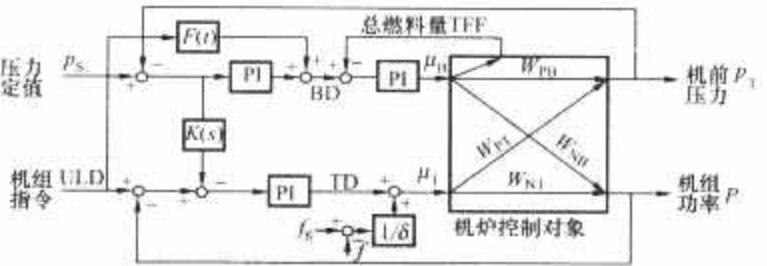


图 6.4-21 图 6.4-20 中 CCS 协调控制的原理图

表 6.4-7		某电厂 300MW 机组 CCS 主控系统各运行方式 PI 模块的工作状态							
序号	运行方式		A/M 主控器		锅炉主控系统				
			汽轮机	锅炉	汽轮机		锅炉		前馈信号
					1PI	2PI	3PI	4PI	
1	协调控制	CCS1	A	A	工作	跟踪 1PI 输出	工作	跟踪 3PI 输出	机组指令 ULD
2		CCS2	A	A	跟踪 2PI 输出	工作	跟踪 4PI 输出	工作	
3	锅炉跟随 BF		M	A	跟踪汽轮机阀位 (Load REF)		工作	跟踪 3PI 输出	压力比 $p_1/p_1$
4	汽轮机跟随 TF		A	M	跟踪输出	工作	跟踪 (锅炉总燃料量前馈量)		
5	手动		M	M					



表 6.4-8 某电厂 350MW 机组协调控制系统的运行方式

序 号	控制运行方式		汽轮机控制	锅炉控制	说 明
1	协调控制 CCS1		同时闭环调功、调压	闭环调压+机组指令 ULD 前馈	(1) 与表 6-4-2 中 CCS1 结构不同,按锅炉的控制任务分,属表 6.4-1 中协调控制第 2 列模式; (2) 在 CCS1 与 TFA 方式,ULD 在称为 MLS 的 DCS (N-90 的数字控制站) 上给定
2	锅炉跟随 BFM		汽轮机主控 TM 手动或汽轮机“本机”(In Local) 控制	闭环调压+ $p_s p_t/p_T$ 前馈	
3	汽轮机跟随	TFA	汽轮机闭环调压	锅炉主控 BM 自动,锅炉指令在 MLS 上手操加/减给定	
		TFM	汽轮机闭环调压	锅炉主控 BM 手动	
4	手动		汽轮机主控 TM 手动或汽轮机“本机”(In Local) 控制	锅炉主控 BM 手动或燃料、送风均手动	

对图 6.4-20 中 CCS1 协调控制系统设计意图的理解,可以从内扰和外扰两方面分析。

(1) 内扰时的扰动单向补偿。图 6.4-21 中的交叉环节,可按尽可能减少锅炉燃料扰动对汽轮机控制动作的单向解耦的意图整定。若取

$$K_s = \frac{W_{NB}(s)}{W_{PB}(s)}$$

则理论上基本消除了锅炉对汽轮机的影响。鉴于燃料扰动对机前压力与功率的响应动态相似,工程上完全可以用一个简单的比例环节  $K$  补偿,有

$$K = \frac{K_{NB}}{K_{PB}}$$

式中:  $K_{NB}$ 、 $K_{PB}$  分别为燃料扰动传递函数  $W_{NB}(s)$ 、 $W_{PB}(s)$  的放大系数。

燃料扰动(增加)时,压力信号(增加)通过交叉环节

$K$  抵消(要求汽轮机控制回路开大调节汽门方向)了功率信号增加要求关小调节汽门的动作。这样,扰动由锅炉侧自行快速消除,汽轮机侧控制系统能尽量少动或不动,减少锅炉对汽轮机动作的相互影响,提高了稳定性。

(2) 外扰时限制负荷变化幅度与速度。压差信号通过交叉环节  $K$  引入汽轮机侧,功差和压差信号综合为  $[ULD - K(p_s - p_T)] - N$ , 相当于负荷增加时,由于压力动态降低,暂时减少了功率定值增加。就是说,系统在“锅炉跟随”充分利用蓄能的基础上,兼顾压力稳定的要求,又限制了负荷变化的速度与幅度。

图 6.4-10 所示为某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统(福克斯波罗公司的协调控制称“MW 控制”),具有协调控制 CCS1、锅炉跟随、汽轮机跟随和手动四种基本运行方式,各运行方式系统组件或模块的工作状态如表 6.4-9 所示。

表 6.4-9 某电厂 CCS 主控系统各种运行方式的组件工作状态

运 行 方 式		控 制 系 统					开 关 状 态		
名称		锅炉侧		汽轮机侧			$T_1$	$T_2$	$T_3$
以锅炉跟随为基础的协调控制 CCS1		闭环调节压力 + $p_1[1+K(p_s-p_T)]$ 前馈		闭环调节功率+LMCC 输出的 机组指令前馈			a-c	a-c	b-c
锅炉跟随 BF		闭环调节压力 + $p_1[1+K(p_s-p_T)]$ 前馈		汽轮机在“遥控”方式, 汽轮机 指令由 LMCC 输出给定			a-c	a-c	a-c
				汽轮机在“本机”方式, 运行人 员手操					
汽轮机跟随 TF		锅炉主控 BM 在自动状态锅炉指 令由 LMCC 输出给定		闭环调节压力			b-c	b-c	a-c
		锅炉主控 BM 在手动状态锅炉指 令在 BM 上手操给定							
手动		锅炉主控 BM 在自动状态锅炉指 令在 BM 上手操给定		汽轮机在“本机”方式, 运行人 员手操			(1) b-c (选择 TF) (2) a-c (选择 BF)		a-c
		锅炉燃料手动 (BM 强迫切手动)							
调节与手动/自动切换组件状态							LMCC 输出机组指令状态		
1AM	2AM	3AM	1PI	2PI	3PI	4PI			
自动	跟踪 1AM 输出	跟踪汽轮机 负荷基准	自动	跟踪汽轮机 负荷基准	自动	自动	ADS 或运行人员给定		
自动	跟踪 1AM 输出	自动	自动	跟踪汽轮机 负荷基准	跟踪 一级压力	跟踪汽轮机 负荷基准	运行人员给定		
		自动 (或跟踪汽轮 机负荷基准)					跟踪汽轮机负荷基准		
自动	自动	跟踪汽轮机 负荷基准	跟踪 1AM 输出	自动	跟踪 一级压力	跟踪汽轮机 负荷基准	运行人员给定		
手动	自动 (或跟 踪 1AM 输出)						跟踪锅炉燃料量		
手动		自动 (或跟踪汽轮 机负荷基准)	跟踪 1AM 输出	跟踪汽轮机 负荷基准	跟踪 一级压力	跟踪汽轮机 负荷基准	(1) 跟踪燃料量 (选择 TF) (2) 跟踪汽轮机负荷基准 (选 择 BF)		
手动, 跟 踪燃料量									

3.2 以汽轮机跟随为基础的协调控制

表 6.4-2 中“以汽轮机跟随为基础的协调控制 CCS2”系统，一般可以图 6.4-18 的 CCS2 为代表，其原理如图 6.4-22 所示。带基本负荷的大容量直流锅炉机组一般均可采用 CCS2 的控制模式，图 6.4-23 所示为一台美国 1300MW 超临界 UP 炉机组 CCS 的主控系统，正常运行以投运 CCS2 为主，汽轮机侧同时闭环调压、调功+ULD 前馈、炉侧闭环调功+ULD 前馈；此外，还设计有 TF、BF 以及 UP 炉启动工况等运行方式，如表 6.4-10 所示。

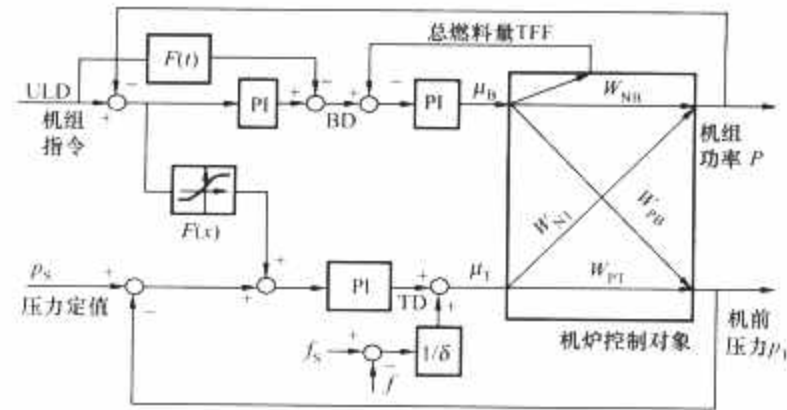


图 6.4-22 某电厂 CCS2 协调控制原理图

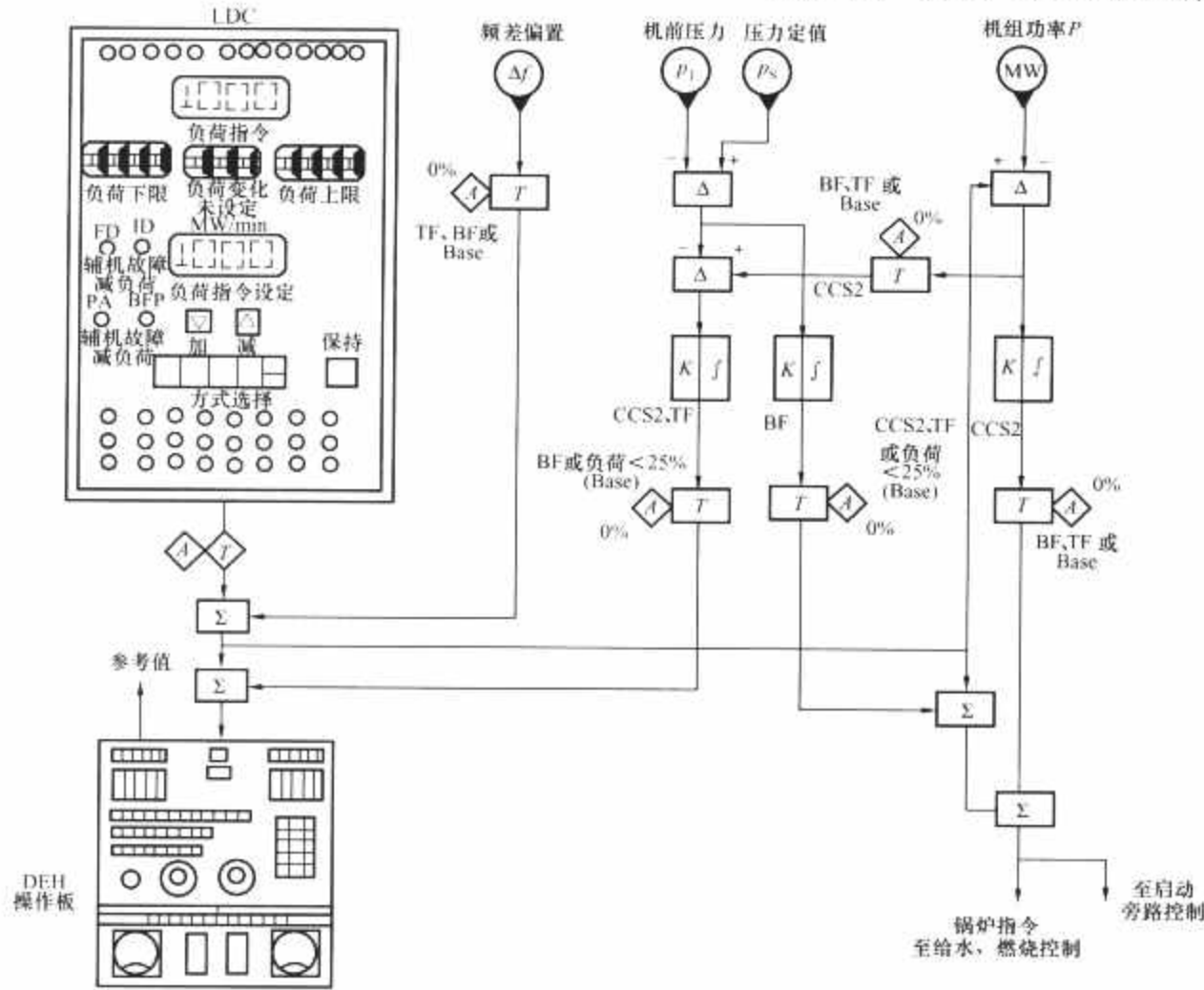


图 6.4-23 超临界 1300MWUP 直流锅炉机组 CCS 的主控系统

表 6.4-10		美国 1300MW 超临界 UP 炉机组协调控制系统的运行方式		
序号	控制运行方式	汽轮机控制	锅炉控制	UP 炉启动旁路
1	协调控制 CCS2	同时闭环调压、调功+机组指令前馈	闭环调功+机组指令前馈	
2	锅炉跟随	BFA 机组指令在 LDC 上手操加/减	闭环调压+机组指令前馈	
		BFM 汽轮机指令在 DEH 操作板上“本机”(In Local)操作		
3	汽轮机跟随 TFA	闭环调压	锅炉指令在 LDC 上手操加/减	
4	启动运行方式	(1) 在 <25% MCR、压力低于额定阶段，“切分”后，汽轮机调节汽门保持在一固定开度，控制锅炉的给水、燃料，使机组滑参数启动 (2) 压力达额定后，再切换到调节汽门控制	锅炉指令在 LDC 上手操加/减	按启动程序： (1) “切分”前由 202 阀控制一级过热器出口压力 (2) “切分”后的二级过热器升压过程，由操作 201 阀控制机组功率

选择汽轮机跟随“输入—输出”配对的控制系统，着重追求的是机组运行的稳定性，但单纯的汽轮机跟随控制系统，具有表 6.4-4 中负荷响应慢以及燃料扰动时功率波动大的缺点。为消除这两个缺点而采取的措施为调压的汽轮机侧同时引入功率偏差信号，其作用为：

3.2.1 外扰时的蓄能利用

功率指令 ULD 同时送机、炉两侧，合理利用锅炉蓄能，提高了机组的负荷响应。如图 6.4-22 中汽轮机侧同时调压、调功，其 PI 的输入信号  $[p_s - K(ULD - N)] - p_T$ ，可理解为负荷变化（增加）时，动态改变（降低）了压力定

值，以放出蓄能。功差  $KB(ULD - N)$  项就是加负荷时压力定值的动态降低量。若负荷变化超过规定，对  $|K(ULD - N)|$  信号设置有  $F(x)$  予以限制，以免机前压力偏差超过运行允许范围。 $F(x)$  模块的斜率  $K$ ，就是一个外扰动态过程锅炉蓄能利用程度的整定参数。

3.2.2 内扰时扰动单向补偿

图 6.4-22 中交叉环节  $F(x)$ ，可按尽可能减少燃料扰动对汽轮机控制动作的单向解耦的意图整定。若取  $K(s) = W_{PB}(s)/W_{NB}(s)$  则理论上基本消除了炉对机的影响，实际补偿  $K = K_{PB}/K_{NB}$ 。这样，燃料扰动（增加）时，功率信号（增加）抑制了汽轮机控制回路由于机前压力（增加）要开大调节汽门的动作。扰动由锅炉侧自行快速消除，汽轮机侧控制系统能尽量少动或不动，大大减少了功率的波动，有利于整个系统的稳定。这里， $K$  又是一个内扰过程补偿锅炉燃料扰动对汽轮机动作影响的整定参数。

至于图 6.4-18 中的前馈与方向闭锁控制，前面已有分析，不再赘述。现场实践也都证明，由于减少了相互影响，CCS2 相对 TF，不仅负荷响应加快、压力稳定，且功率波动大大减少。

3.3 综合型协调控制

2×2 多变量反馈控制系统的一般结构如图 6.4-24 所示，这也是协调控制反馈系统的一般结构。

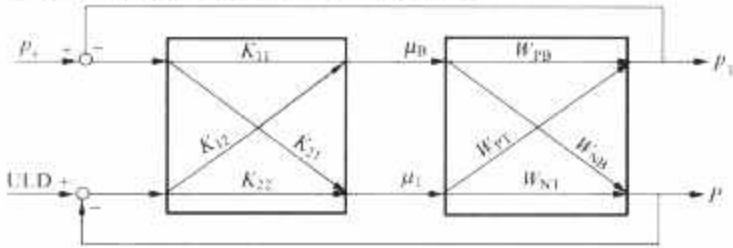


图 6.4-24 协调控制反馈系统的一般结构

图 6.4-24 中控制器阵  $K(s) = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix}$ ，即为 CCS 的主控系统。 $K(s)$  中的每个元素  $K_{ij}$ ，为工程上可能采用的、简单的调节规律算法。按  $K_{ij}(s)(i, j = 1, 2)$  取值是否为 0，系统可以有表 6.4-11 所示的各种配对方式和控制系统。

若  $K_{ij}(s) \neq 0$ ，即为机、炉同时调功、调压的综合型协调控制系统。由于工程上很少采用多调节通道的结构，因多控制器结构复杂、跟踪组态也复杂。一般设计多采用简单的双向交叉补偿形式，现该系统已推广在望亭电厂 300MW 机组的 CCS 主控系统上投运。双向补偿的综合型协调控制原理图见图 6.4-25。

表 6.4-11 协调控制反馈系统的控制器结构

序号	控制系统	$K_{ij}(s)$	$K(s)$
1	锅炉跟随	$K_{12}(s) = 0$ $K_{21}(s) = 0$	$K(s) = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & 0 \\ 0 & K_{22}(s) \end{bmatrix}$
2	汽轮机跟随	$K_{11}(s) = 0$ $K_{22}(s) = 0$	$K(s) = \begin{bmatrix} 0 & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & 0 \end{bmatrix}$
3	以锅炉跟随为基础的协调控制	$K_{12}(s) = 0$	$K(s) = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & 0 \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix}$
4	以汽轮机跟随为基础的协调控制	$K_{11}(s) = 0$	$K(s) = \begin{bmatrix} 0 & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix}$
5	综合型协调控制	$K_{ij}(s) \neq 0$	$K(s) = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix}$

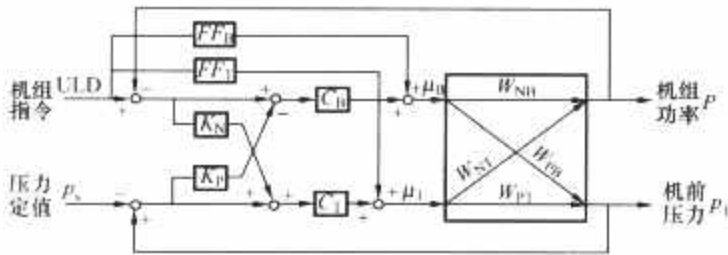


图 6.4-25 双向补偿的综合型协调控制原理图

若欲使系统机炉两侧的扰动互不影响，交叉通道的补偿环节选择为

$$K_N(s) = \frac{W_{PB}(s)}{W_{NB}(s)}$$
$$K_P(s) = -\frac{W_{NT}(s)}{W_{PT}(s)}$$

式中：可取比例环节， $K = \frac{K_{PB}}{K_{NB}}$ ； $K_P$  则为二阶（或一阶）微分环节。该综合型协调控制系统具有机、炉两侧扰动的双向相互补偿功能，系统动态过程品质良好。静态平衡时，压力与功率也都稳定等于其设定值。

当前国内外 CCS 控制方式的发展，一是采用 CCS1 的结构越来越多；二是综合型协调控制系统的设计思想与 CCS2 也越来越接近。

3.4 DEB 协调控制

DEB-400 是利诺公司采用 MAX-1000 分散控制系统的第四代 DEB 协调控制系统，如图 6.4-26 所示。

图 6.4-27 所示为上海发电设备成套设计研究院设计的 300MW 机组的 DEB 协调控制系统。

该系统具有协调控制（可选 DEB 与 CCS1 两种系统）、锅炉跟随（相应 DEB 和串级两种系统）、汽轮机跟随与手动四种基本运行方式，如表 6.4-12 所示。

表 6.4-12 某电厂 300MW 机组协调控制系统的运行方式

控制运行方式		汽轮机控制	锅 炉 控 制
协调控制	直接能量平衡 DEB 协调控制	(1) 稳定工况闭环调节功率 (2) 压力偏差超过死区时，闭环调节功率 (PI) + 压力拉回控制 (P) (3) 带方向闭锁限制	(1) 无机前压力闭环校正 (2) 以反映汽轮机对锅炉能量需求的能量平衡信号 $p_s \frac{p_1}{p_T}$ 作锅炉控制的负荷前馈指令，热量信号 $p_1 + \frac{dp_d}{dt}$ 作为燃料反馈，系统固有保持机前压力等于给定值的能力
	以锅炉跟随为基础的协调控制 CCS1	(1) 稳定工况闭环调节功率 (2) 压力偏差超过死区时，闭环调节功率 (PI) + 压力拉回控制 (P) (3) 带方向闭锁限制	(1) 闭环调节压力 + 能量平衡信号前馈 (2) 带方向闭锁限制
锅炉跟随	DEB 控制	汽轮机 DEH“本机”手操，或汽轮机主控 TM 手动 (DEH 为遥控)	以能量平衡信号 $p_s \frac{p_1}{p_T}$ 作锅炉的前馈指令，热量信号 $p_1 + \frac{dp_d}{dt}$ 作为燃料反馈
	串级压力控制		(1) 闭环调节压力 + 能量平衡信号前馈 (2) 带方向闭锁限制



续表

控制运行方式	汽轮机控制	锅 炉 控 制
汽轮机跟随	闭环调节压力	锅炉主控 BM 手动或锅炉各子回路 A/M 站手动
手动	汽轮机 DEH “本机” 手操, 或 汽轮机主控 TM 手动	锅炉主控 BM 手动或锅炉各子回路 A/M 站手动

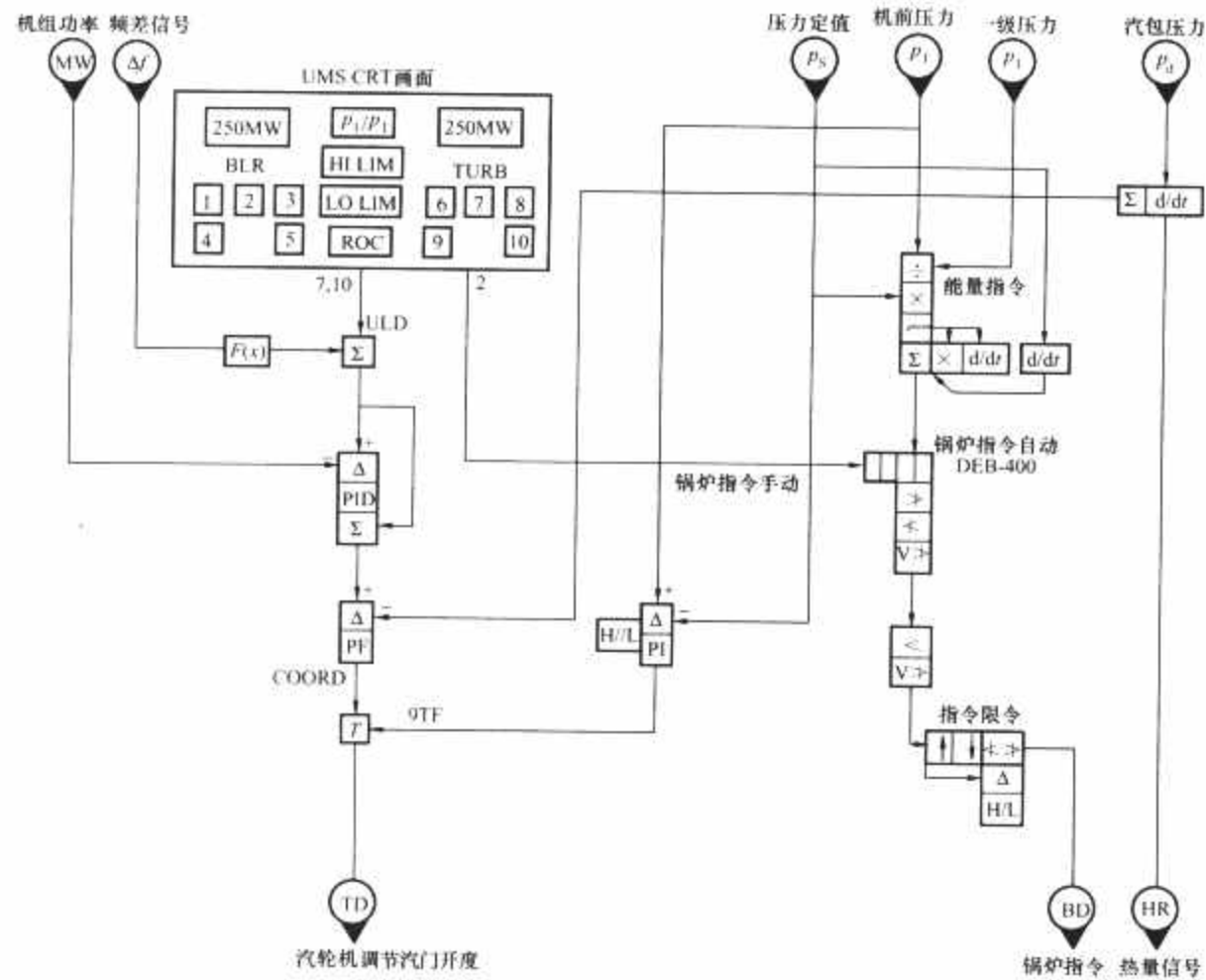


图 6.4-26 采用 MAX-1000 的 DEB-400 协调控制系统

1—减; 2—锅炉为主; 3—加; 4—DEB; 5—手动操作;  
6—减; 7—汽轮机为主; 8—加; 9—TF; 10—ADS

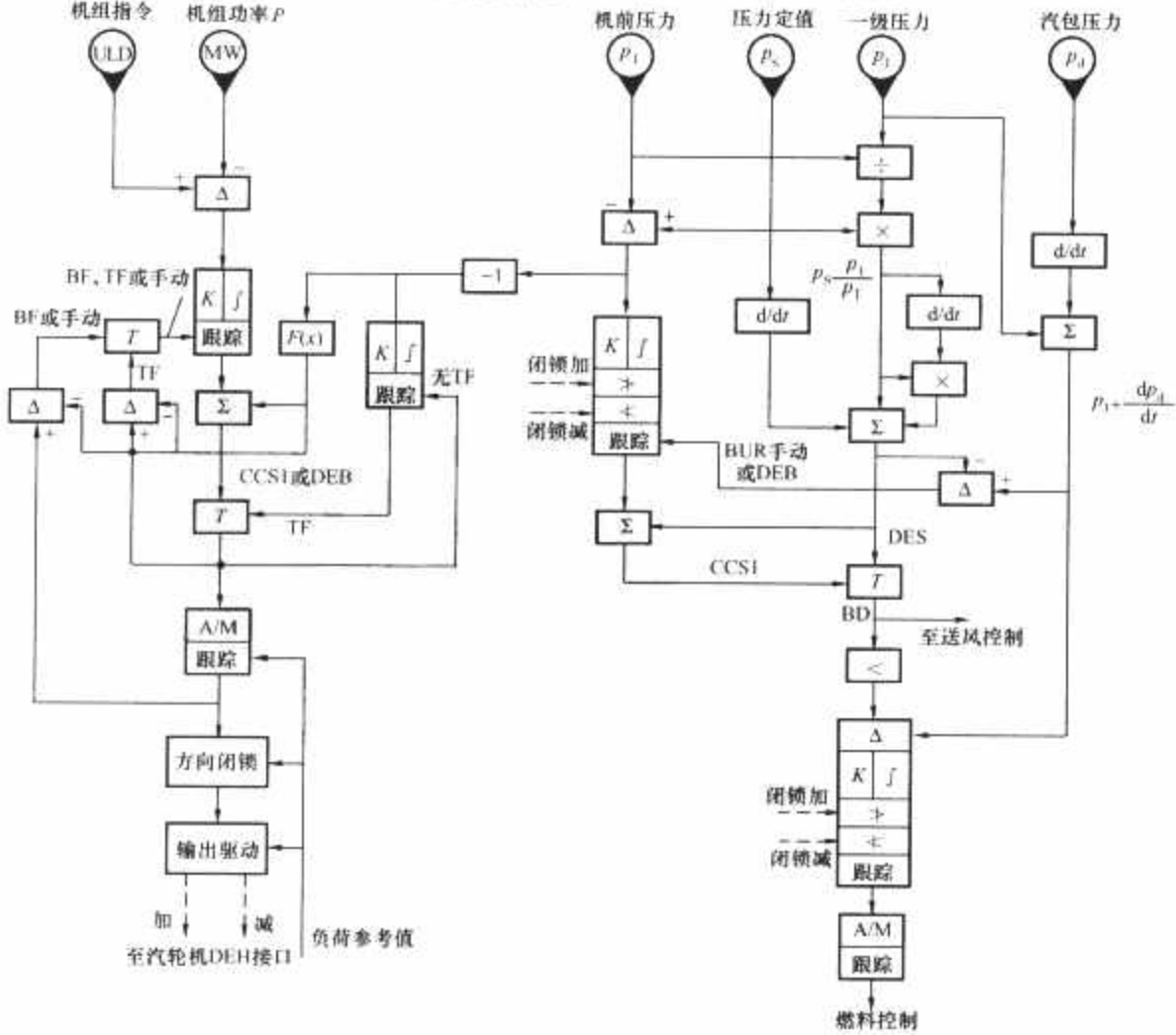


图 6.4-27 某电厂 300MW 机组的 DEB 协调控制系统

3.4.1 DEB 协调控制原理

3.4.1.1 能量平衡信号

$p_s \frac{p_1}{p_T}$  称为能量平衡信号或能量指令信号。其中，压力比  $\frac{p_1}{p_T}$  线性代表了汽轮机的有效阀位，提供了实际调节阀开度的精确测量。DEB 系统取  $p_s \frac{p_1}{p_T}$  为适用于任何定压或滑压运行的能量平衡信号，以该信号作为响应汽轮机能量需要来调节锅炉、燃料和送风等输入的锅炉指令。

能量平衡信号的特点有：

- (1)  $p_s \frac{p_1}{p_T}$  正确反映汽轮机对锅炉的能量需求，且只反映外扰（汽轮机调节汽门开度变化），而不受锅炉侧内扰（燃料扰动）的影响。
- (2)  $p_s \frac{p_1}{p_T}$  代表汽轮机对锅炉的能量需求，协调机炉间的能量平衡，能适用于所有运行工况，都能使锅炉输入匹配汽轮机需求。
- (3) 压力比代表的是汽轮机实际调节汽门开度，而非要求的开度。

3.4.1.2 热量信号

汽包锅炉的 DEB 控制系统，不论是中间粉仓系统还是直吹式制粉系统，都采用热量信号  $p_1 + \frac{dp_d}{dt}$  进行测量。

热量信号的特点是：

- (1) 热量信号度量了锅炉总的能量输入，计及全部燃用燃料（煤、油等）总的炉内放热。
- (2) 热量信号识别燃料热值、水分、灰分等煤质以及燃烧工况变化的影响，任何燃料输入扰动，无需待燃烧率指令受影响变化，系统即可予以迅速消除。
- (3) 热量信号测量锅炉的能量输入，考虑到锅炉的蓄能，因而既适用于静态，也适用于动态，具有实时性。
- (4) 用作燃料控制系统的反馈，热量信号只反映锅炉的内扰（燃料变化），而不反映外扰。

3.4.1.3 机炉平衡

机炉间的能量平衡，以机前压力  $p_T$  的稳定为标志。对图 6.4-26 或图 6.4-27 所示的 DEB CCS 的锅炉侧的燃料调节系统，其 PI 调节器输入信号为

前馈（指令）= 能量平衡信号 =  $p_s \frac{p_1}{p_T}$

反馈 = 热量信号  $HR = p_1 + \frac{dp_d}{dt}$

燃料偏差  $e_f = \left( p_s \frac{p_1}{p_T} \right) - \left( p_1 + \frac{dp_d}{dt} \right)$   
 $= p_1 \frac{p_s - p_T}{p_T} - \frac{dp_d}{dt} = e_p \frac{p_1}{p_T} - \frac{dp_d}{dt}$

式中： $e_p = p_s - p_T$  为机前压力偏差。

对稳态工况，有  $\frac{dp_d}{dt} = 0, e_f = 0$ ，则  $e_f = e_p \times \frac{p_1}{p_T} = 0$ 。由于  $\frac{p_1}{p_T}$  为汽轮机调节汽门开度， $\frac{p_1}{p_T}$  不可能为 0，这样必然  $e_p = 0$ ，即  $p_s = p_T$ 。所以 DEB 系统的锅炉燃料调节器固有保持机前压力等于其给定值的能力，无需另外再加压力的积分校正，从而也就消除了带压力校正的串级控制引起的问题，系统也最为简单。

3.4.2 对 DEB 协调控制机理的分析

DEB 协调控制系统，实际上也是一种利用物理规律巧

妙构思的单向解耦系统。按输出要求（能量增量与蓄能补偿）控制输入的机炉直接能量平衡原理，稳态工况时机前压力总是等于压力定值，无需机前压力的闭环校正。这样，机前压力  $p_T$  可以看成是 DEB 系统内部取决于定值  $p_s$  的一个平衡参数，汽轮机侧功率指令 ULD 改变或调节汽门开度  $\mu_T$  扰动，对机前压力的稳态值没有影响，而稳态时  $\mu_T$  与  $p_T$  无关。所以对 DEB 系统可以视为单向解耦系统。

DEB 协调控制实际上已经由机、炉相互影响的  $p_T, N$  多变量控制系统转化为图 6.4-28 中的一个单变量功率控制系统，因而在锅炉跟随负荷响应快的基础上，大大提高了系统的稳定性与调节品质。

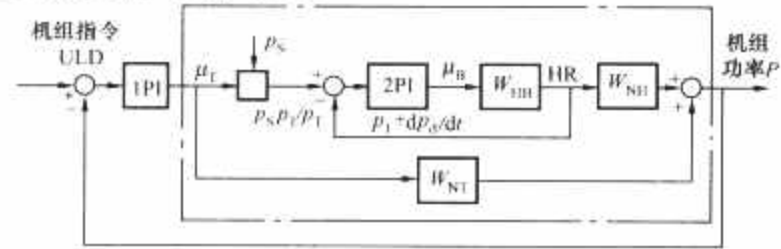


图 6.4-28 DEB 协调控制系统原理图

3.4.3 DEB 协调控制系统特点

- (1) 结构简单。DEB 的独特设计，将锅炉、汽轮机相互影响的、复杂的、多变量控制的 CCS 系统，由单向解耦转化为单变量系统。系统无需机前压力闭环校正，结构最为简单。
- (2) 负荷响应快，稳定性好。对燃煤汽包锅炉机组，不论在正常运行或加/减负荷过程，DEB 系统均有满意的调节品质。
- (3) 调试整定方便。整定参数范围宽，长期运行中参数很少重新调整，维护简单。
- (4) 应用范围广。DEB 系统采用来自汽轮机调节汽门动作结果的蒸汽参数测量的能量平衡信号，匹配机、炉平衡，能够：
  - 1) 与任何汽轮机液压或电液（DEH）控制系统相容。
  - 2) 适用于汽轮机自动（功率控制）或手动的任何工况。
  - 3) 适用于汽轮机（DEH）遥控或本机的操作。
  - 4) 适用于汽轮机控制受到限制（如负荷上/下限）的工况。
  - 5) 适用于机组定压运行或滑压运行。
  - 6) 适用于机组带中间负荷或基本负荷运行。
  - 7) 适用于机炉协调控制（COORD）或锅炉跟随（BF）方式。

因此，DEB 协调控制系统可以在燃煤汽包锅炉机组的协调控制系统或者锅炉燃烧控制系统推广应用。

4 总体结构

4.1 系统容量

对采用分散控制系统 DCS 的机组，热控 I&C 招标规范书或提请制造厂商报价的控制系统容量，主要是依据系统输入、输出的 I/O 点数。一般直吹式燃煤的 300MW 机组 DCS I/O 点数可按表 6.4-13 选择。表中的点数对各系统共享的信息，在 I/O 点数统计上不重复，并包括了 DAS 的 SOE 输入 128 点。

表 6.4-13 300MW 机组 DAS 系统的 I/O 点数选择

系统	CCS	BMS	SCS	DAS	合计
I/O 点数	500~650	900~1200	600~1500	1100~1800	3500~4800

由于制造厂商在系统硬件配置上总留有余量。一般的 I/O 端子都按子系统出线布置。因此,用户没有必要再提出过多备用的要求。

协调控制系统 CCS 的 I/O 点数一般小于等于 600 点,分类如表 6.4-14 所示,并提供 A/M 操作站 45~50 个。

表 6.4-14 CCS 系统的 I/O 点数选择

I/O 类型		I/O 点数
AI	4~20mA	150
	TC	60
	RTD	8
PI		2
DI	DC125V	150
	DC24V	
	DC120V	
AO	4~20mA	60
DO	SS	120
	REL	
总 计		550

## 4.2 基本硬件配置

采用 DCS 系统的协调控制系统,一般包括控制机柜(控制处理器与 I/O 组件)、运行人员操作站(CRT 与键盘操作)、工程师工作站、硬手操 A/M 站、数据高速公路等,采用 MAX-1000 的 300MW 机组 DCS 系统的基本硬件配置可参阅图 6.4-8。

以下就采用 INFI-90DCS 系统的 300MW 机组的硬件配置为例进行阐述。

### 4.2.1 过程控制单元(PCU)

PCU 是挂在 INFINET 通信环路上的控制站,执行过程控制与数据采集功能。PCU 控制机柜里一般布置有电源、控制组件、I/O 组件、端子单元和通信总线,只布置电源和端子单元的则为 I/O 端子柜。

300MW 机组 CCS 系统共 3~5 个机柜,其中 PCU 控制机柜 1~3 个。

INFI-90 的控制组件为多功能处理器 MFP,MFP 算法库里具有 150 种以上的功能码,即算法模块可以使用,其组态容量可以支持 10000 个功能码寻址能力,可以执行多回路的调节、顺序控制与批量控制任务。CCS 中的 MFP 均为 1 对 1 冗余组态,一般一台 300MW 机组 CCS 系统的 MFP 配置共 6~8 对。

多功能处理器通过相应的 I/O 子组件与现场设备接口,每个 MFP 能支持 64 个 I/O 子组件。CCS 最常用的 I/O 组件有:

(1) 控制接口子组件 CIS02。提供有 4 个 AI(4~20mA)、2 个 AO(4~20mA)、3 个 DI 和 4 个 DO 至 MFP,这是 CCS 系统里用得最多的子组件,一台 300MW 机组 CCS 的 CIS 约有 30~40 个。

(2) 数字输入子组件 DSI02。提供有 8 个隔离的 DI(可组态选择 DC24V、DC125V 或 AC120V)信号。

(3) 模拟子组件 ASM02。可接受与处理 8 个热电偶 TC 或低电平 mV 信号,并使之与模拟主组件 AMM 通信,每个 AMM 则可接受达 64 个信号。在 300MW 机组 CCS 系统中的 AMM 配置可为 1 对。

至于用于接受 PT100RTD 信号的 ASM03,因国内 CCS

设计已很少采用 RTD,故 ASM03 亦少使用。

### 4.2.2 运行人员操作站(OIS)

单元控制室里 DCS 系统的运行人员操作站的 CRT 台数,对 300MW 机组一般为 4~6 台。若该 DCS 系统覆盖 DAS、CCS 和 FSSS 三个系统,I/O 容量小于 3000 点数,如 300MW 的 DCS 系统,一般可选用系列 20 的运行人员接口站 OIS-20,能监控和操作机组发电过程的 5000 个标识名 TAG(点);若 DCS 系统覆盖 DAS、CCS、FSSS、SCS 四个控制系统,I/O 容量大于等于 4000 点数,亦可考虑选择系列 25 的 OIS-25,能监控 10000 点标识名。按标识名数选择 OIS 型号,可使控制室里的每个 OIS 均有相同的组态,即使其他 OIS 发生故障,一台或两台 OIS 仍可监控机组的运行。每个 OIS 均作为 DCS 的一个站挂在 INFINET 通信环路上。

### 4.2.3 工程师工作站

EWS 用于热控工程师对 CCS 系统与运行人员操作站 OIS 进行组态、过程监视、整定、趋势显示、查找故障、生成系统文件等。EWS 可以通过 INFINET 计算机接口单元 ICI 与整个 INFI-90 系统或其某一组件通信。EWS 能够在线或离线工作。

EWS 配供的硬件可选择绘图仪、彩色打印机与硬拷贝等附件。

EWS 配供的软件主要有 CAD、TEXT、LADDER、DATA、SHEET、SLDG、BETCH90、SMARTPORT 等。通过 CAD 软件包、SAMA 功能图、逻辑图、组态图、组件清单、参数表等均可在 CRT 屏幕上显示,在绘图仪上打印,并直接将已组态的控制系统下装到组件里。

### 4.2.4 硬手操 A/M 站与按钮站

INFI-90 的硬手操 A/M 为模拟控制站 SAC,与 N-90 的 A/M 站 DCS03 相似,SAC 也有在面板上进行 4~20mA 后备手操的能力。

一台 300MW 机组 CCS 系统(还包括个别 BOP 回路)一般需要的 A/M 数目为 45~50 个。

硬手操按钮站为数字逻辑站 DLS,其面板上有 8 个按钮输入和 16 个 LED 显示输出。

DLS 一般用于提供 CCS 主控系统的监控管理,功能类似于石横电厂 300MW 机组 CCS 的 LMCC。

SAC 和 DLS 均为 BTG 盘上的盘装器件。

### 4.2.5 通信

INFI-90 采用了多级的通信层次,如图 6.4-29 所示为某电厂采用 INFI-90 的 2×300MW 机组 DCS 的硬件配置与通信系统。系统级为环状的 INFINET 数据高速公路,局部站级即 PCU 机柜里,则有控制通道和子扩展总线。

图 6.4-29 中 CCS、FSSS、DAS 的控机柜(共 6 个 PCU 柜)、工程师工作站 EWS 与运行人员操作站 OIS,都是挂在 INFINET 数据高速公路环上的站,站与 INFINET 间通过网络接口子组件 NIS 接口。INFINET 在结构上为同轴电缆,传输速度 10Mbit/s,站间最大距离 2km,一个环最多可支持 250 个站。1 号、2 号两台机组分别采用了两个冗余 INFINET 环,通过 INFINET-INFINET 局部接口 IIL,提供了两台机组 DCS 间的相互通信,两个环端间最大距离 45m。

控制通道提供了一个 MFP 与同一 PCU 机柜内其他 MFP 或主控制组件间的信息交换,并通过 NIS/NPM 与 INFINET 高速公路通信。图 6.4-29 中的网络接口子组件 NIS 用于连接站与 INFINET,而网络处理组件 NPM 则用于通过控制通道连接 MFP。控制通道为 1Mbit/s,能支持达 32 个多功能处理器 MFP。



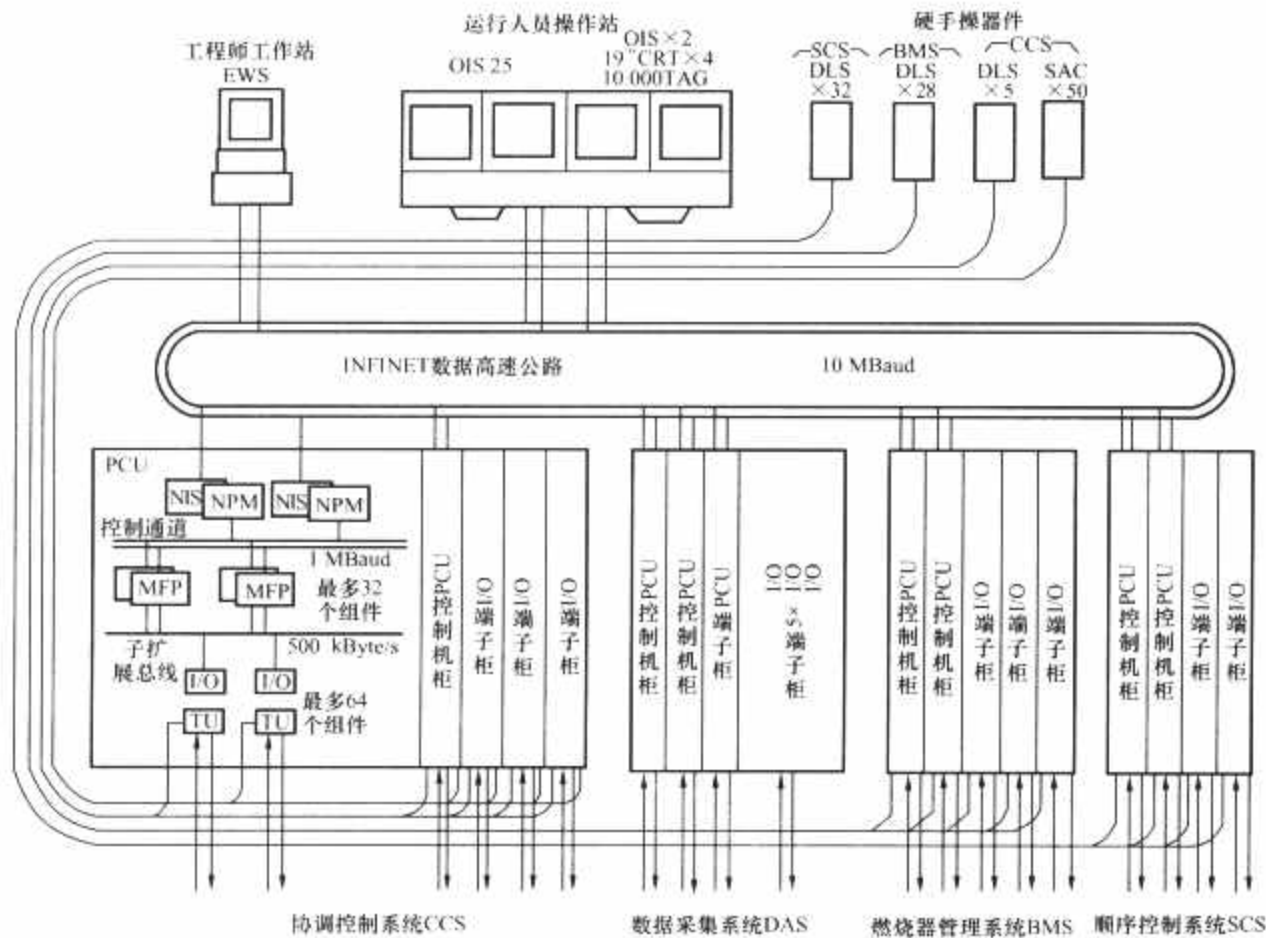


图 6.4-29 2×300MW 机组采用 INFI-90 的 DCS 的硬件配置与通信系统

子扩展总线提供了 MFP 与各种 I/O 子组件的通信连接，速率为 500kHz/s。

所有 INFINET、控制通道均为冗余通信，对协调控制系统 MFP 均为成对冗余布置。

4.3 CCS 的总体结构

以协调控制系统，特别是采用微机分散控制系统的协调

控制系统，都采用了分层分级单回路完整性的设计原则：

(1) 最高层为机组级的 CCS 主控系统，原理如图 6.4-30 所示，用以确定届时的机组功率指令 ULD、TM、BM 全投入自动时，以协调控制方式对锅炉、汽轮机进行联合控制，分别提供汽轮机的调节汽门开度指令和锅炉指令，至下一级的汽轮机 AEH 或 DEH 系统和锅炉控制系统。

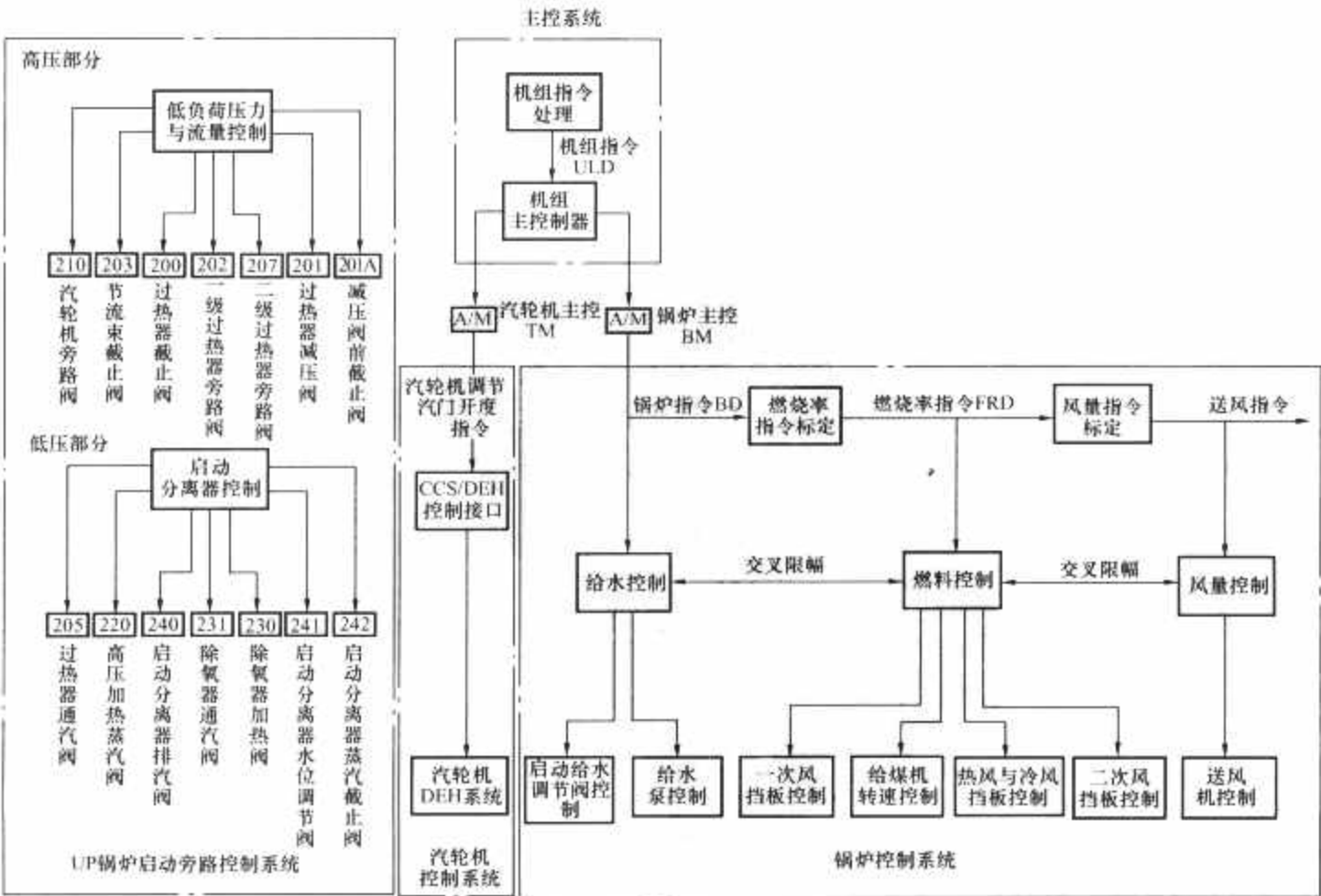


图 6.4-30 UP 直流锅炉机组 CCS 的总体结构框图

(2) 第二层为汽轮机主控 TM 和锅炉主控 BM 级, 用以分别控制汽轮机或锅炉。若 TM 手动、BM 自动, 即投运锅炉跟随 (BF) 方式; 若 BM 手动、TM 自动, 即投运汽轮机跟随 (TF) 方式。图 6.4-30 中特别标明了汽轮机主控和锅炉主控的 A/M 操作器在系统中的位置。

(3) 第三层为锅炉给水、燃烧、送风等各个子回路的控制。

(4) 第四层为控制驱动级, 包括了 CRT 键盘软手操、A/M 站硬手操以及执行机构。

协调控制系统的功能系统范围, 包括主控系统、CCS 和汽轮机 DEH 控制系统的接口控制以及锅炉控制系统。对直流锅炉机组, 还有一个启动低负荷阶段投运的旁路系统。

锅炉控制系统作为 CCS 主控系统的子系统, 取决于锅炉的炉型、燃烧方式、制粉系统、调温手段、给水方式、启动运行方式以及机组在电网中的地位与任务, 具有不同的控制功能、控制回路和控制系统。以 CE 引进型亚临界 300、600MW RP 磨 (或 HP 磨) 煤粉切圆燃烧汽包锅炉的控制为例, CCS 系统主要包括下列的锅炉子控制系统:

(1) 炉膛压力控制 (引风机入口导叶控制)。

(2) 送风控制, 即总二次风量控制 (送风机可变动叶节距控制)。

(3) 一次风压控制 (一次风机可变动叶节距控制)。

对上述的送、引风机控制, 还应包括有风机启/停连锁、轴流风机的失速或喘振保护、炉膛防内爆控制、氧量或空气过剩系统校正、风/煤交叉连锁等控制。

(4) 燃煤量控制 (给煤机转速控制)。

(5) 暖炉油控制 (点火启动时油压控制、低负荷稳燃时油量控制)。

(6) 磨煤机一次风量控制 (一次风冷风挡板控制)。

(7) 磨煤机出口温度控制 (一次风热风挡板控制)。

(8) 风箱/炉膛压差控制 (辅助风挡板控制, 包括油枪投运时的油枪层辅助风的重油压力比例控制)。

(9) 燃料风控制 (一次风喷嘴周界风控制)。

(10) 上部二次风控制。

(11) 汽包水位/全程给水控制 (汽动泵转速、电动转速和启动给水调节阀控制)。

(12) 过热汽温控制 (末级对流过热器前和屏式过热器

前喷水控制)。

(13) 再热汽温控制 (燃烧器转角和微量喷水控制)。

(14) 空气预热器冷端平均温度控制 (暖风器加热蒸汽调节阀控制)。

此外, 还可以提供下列的 BOP 系统, 如:

(1) 给水泵再循环控制。

(2) 除氧器水位控制。

(3) 除氧器压力控制。

(4) 发电机氢温控制。

(5) 发电机定子冷却水温控制。

(6) 汽轮机润滑油温控制。

(7) 汽轮机电液控制系统油温控制。

(8) 冷凝器热井水位控制。

北京巴威公司的 B&W 型 300、600MW MPS 磨双调风燃烧器前后墙煤粉对冲燃烧汽包锅炉的控制, 与 CE 引进型锅炉相比的主要区别在于分隔风箱—磨煤机的控制策略不同, 其特点为:

(1) 每套分隔风箱—磨煤机的燃烧均为独立控制, 可参阅图 6.4-6, 相应各有四个控制子系统, 包括给煤机转速、分隔风箱二次风、磨煤机一次风及磨煤机出口温度控制, 后者以相反方向差动控制热风挡板和冷风挡板。锅炉燃烧控制通过多输出控制系统 (MOCS), 建立每套分隔风箱—磨煤机的燃烧率指令, 每套风箱独立配一、二次风, 独立设置有煤/一次风/二次风的动态交叉连锁。

(2) 分隔风箱—磨煤机各子回路投自动的顺序, 为先投磨煤机出口温度、分隔风箱二次风、磨煤机一次风的自动, 后投给煤机自动。

#### 4.4 CCS 在 BTG 盘上的监控管理

CCS 在 BTG 盘上的人机接口, 除硬手操 A/M 站与报警光字牌外, 对 DCS 组成的 CCS 是 CRT 屏幕监视与键盘软手操, 对模拟控制仪表组成的 CCS 则提供了专用的监控管理板或操作板。有采用 N-90DCS 的 CCS 系统, 还 (重复) 提供 CCS 操作板或用 DLS 提供运行人员的确认、切换、选择等操作和工况提示。如图 6.4-31 所示为上海发电设备成套设计研究院设计采用 5×DLS 监控的按钮操作布置图。

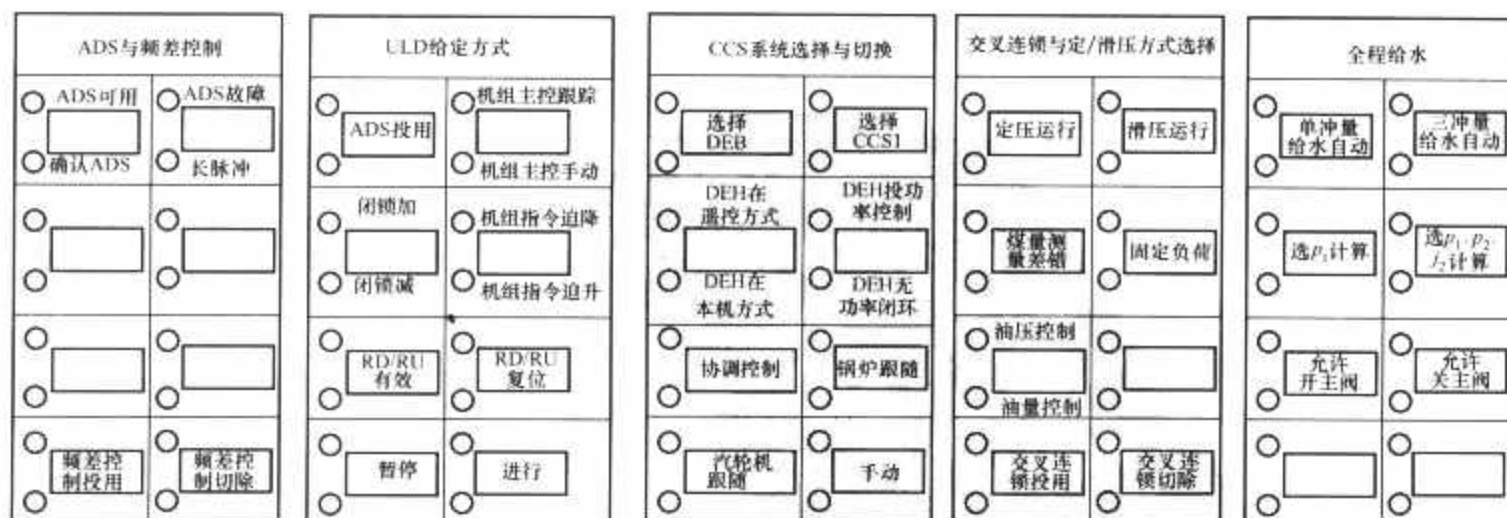


图 6.4-31 某电厂 300MW 机组 CCS 的 DLS 布置

CCS 在 CRT 屏幕上的监控画面一般有:

##### 4.4.1 协调控制系统与机组运行监控

如某电厂采用 WDPF 分散控制系统设计的 CCS LDC 画面, 监控面覆盖了汽轮机的主汽门、同步器和负荷限制器、CCS 的主控系统以及锅炉的全部子控制回路, 还有直流锅

炉汽水流程的多点温度显示, 只一幅画面就可监控整个 CCS 系统的运行。

##### 4.4.2 主控系统监控

主控系统的监控画面提供了运行人员的操作控制、系统状态显示、参数显示和报警等信息。

(1) 参数显示。发动机功率、机前压力和实际机组负荷指令。

(2) 运行人员设置。目标负荷指令、负荷变化率、负荷上限与下限、机前压力定值与机前压力变化率。

(3) A/M 站。汽轮机主控与锅炉主控。

(4) 系统运行方式切换。协调控制、锅炉跟随、汽轮机跟随或手动；定压运行或滑压运行；ADS 设定或运行人员本机设定。

(5) 负荷变化控制暂停或进行。

(6) 运行人员确认。方向闭锁功能有效、迫降/迫升功能有效/复位、辅机故障减负荷 (RM) 功能有效/复位与频差控制切/投。

(7) 方向闭锁动作。显示闭锁加/减动作及其原因。

(8) 机组指令迫降/迫升动作。显示迫降/迫升动作及其原因。

(9) 辅机故障减负荷动作。显示辅机故障减负荷动作及所跳闸的辅机。

(10) 交叉连锁动作。显示风/煤或煤/水 (对直流锅炉) 交叉限幅动作及其原因。

(11) CCS/DEH 接口控制。DEH 远方/本机操作显示；DEH 功率闭环切/投；DEH 一级压力闭环切/投。

(12) 中调指令状态显示。ADS 可用、ADS 故障与长脉冲。

(13) 系统故障显示。电源故障、变送器故障、执行机构故障、DCS 组件故障等。

#### 4.4.3 子控制回路监控

一般提供有该相关控制回路的 A/M 站棒图、过程参数趋势曲线、重要参数显示、系统主要运行方式与状态。

#### 4.4.4 A/M 站监控

提供相关系统的一组 A/M 站棒图。

#### 4.4.5 冗余测量系统监控

显示各变送器信号输出值、冗余选择组态方法以及测量选取值。

### 5 主控系统

协调控制系统的设计是将锅炉与汽轮机作为一个整体进行控制，使在机组的届时实际能力下，能最大限度地满足电网对机组的发电量要求，确保机组的安全、稳定、经济运行。协调控制系统的主控系统，在检测、调节、保护、连锁、通信、显示、报警以及监控管理的各个方面，将机、炉作为一个整体控制。

主控系统的结构如图 6.4-32 所示，其组成主要有两部分：

第一部分为机组指令处理回路，用以协调机组能力与电网需求的平衡，根据电网调度的远方 ADS 指令或本机的运行人员指令 (目标指令)，经运算处理，给出在幅值大小和变化率均为机组可能接受的实际机组功率指令 ULD。

第二部分为机炉主控系统或机炉主控制器，根据机组功率指令 ULD、机组的运行工况、运行方式以及机、炉不同的动态特性，协调锅炉与汽轮机间的能量平衡，提供机组级的输出功率与机前压力的联合控制，从而使机组的负荷适应

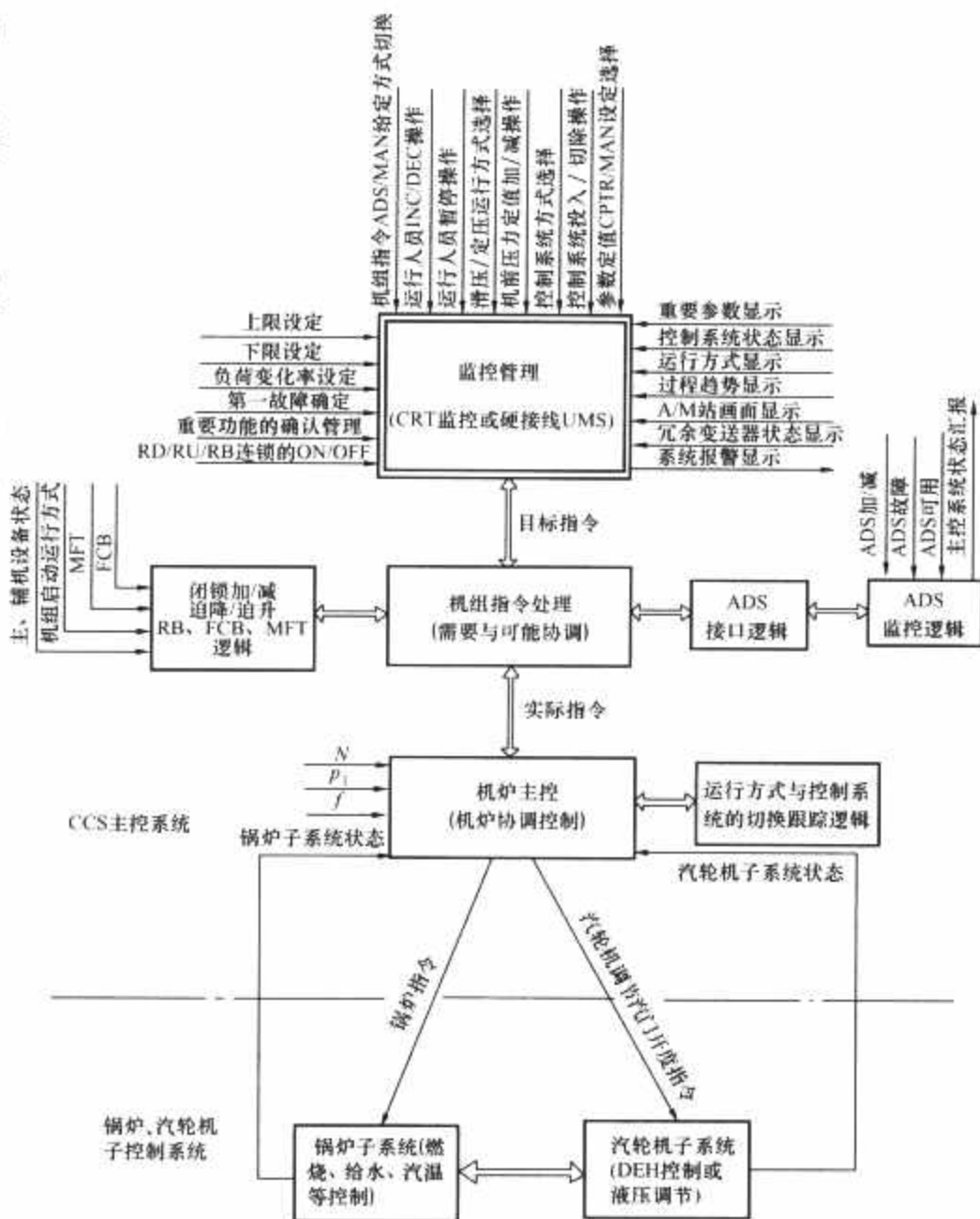


图 6.4-32 主控系统的结构

性与运行稳定性兼优。

主控系统输出的锅炉指令和汽轮机指令，如图 6.4-32 所示。前者代表了锅炉的燃烧率指令，后者为汽轮机调节汽门开度指令，从而以协调方式，统一控制锅炉、汽轮机的各子系统——燃料、送风、引风、给水、喷水等以及汽轮机阀位。对主控系统的输出来说，各子控制系统均相当于是伺服系统或随动系统。

图 6.4-32 中的监控管理部分，为协调控制系统在集控室 BTG 盘上的人机接口。一般提供为硬接线的监控管理板，对集散控制系统则为 CRT 屏幕显示和 CRT 键盘软手操。

#### 5.1 机组指令处理回路

##### 5.1.1 机组指令的给定方式

机组功率指令由两个方面的因素所决定：一是电网负荷调度对机组的发电量要求；二是机组届时的实际可能出力大小。机组指令的给定方式可以有：

(1) ADS 给定。机组负荷由电网总调的 AGC 系统远方给定，参与自动调峰，承担夜间低负荷的“中间负荷”方式运行。

(2) 运行人员给定。由运行人员根据昼夜负荷调度曲线或值长命令，在 BTG 盘上协调控制系统的监控管理板上或 CRT 键盘软手操本机给定。

(3) 频差信号校正。根据电网频率偏差，以设定的不等率 (有死区或无死区) 改变相应的的机组指令。

以上为根据需要组成的目标功率指令，此外，还有三种



机组能力的受限制状态。

(4) 跟踪。协调控制系统在迫降/迫升和辅机故障减负荷过程，或机组局部故障投用 BFM、TFM 方式时，目标功率指令跟踪机组实发功率。

(5) 方向闭锁。

(6) 运行人员暂停或保持。暂停可以由运行人员引入，或在迫降/迫升/辅机故障减负荷过程结束时自动引入。

以上目标指令的各种给定方式均为无平衡、无扰动切换，由运行人员按按钮操作，或由连锁自动切换，其过程如图 6.4-33 所示。

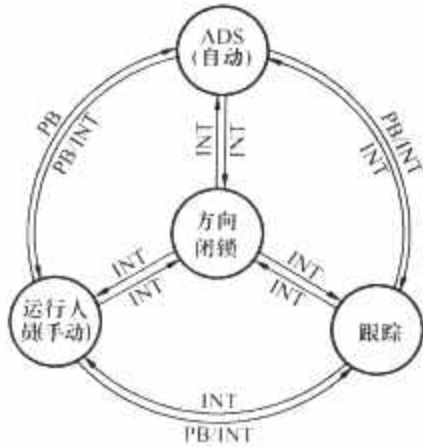


图 6.4-33 指令给定的无平衡、无扰动切换  
PB—运行人员按按钮操作；INT—连锁自动切换

目标指令经机组实时能力限制后，才输出实际指令。一般，对机组目标指令的限幅处理有两种：

- (1) 预设限幅。由运行人员设置协调控制系统投运的功率上限、下限以及负荷变化率。
- (2) 实时能力识别自动限幅。包括指令的闭锁加/减、迫降/迫升、辅机故障减负荷处理，以及按汽轮机应力实时计算来限制机组的负荷变化率。

对负荷变化率的限制，可如图 6.4-34 所示，优先级次序从高到低，一般为：辅机故障减负荷、迫降/迫升、运行人员设定或汽轮机热应力计算中的较低的一个允许变化率。

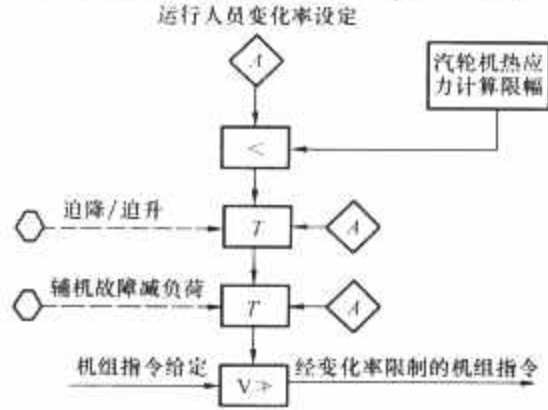


图 6.4-34 某电厂 350MW 机组 ULD 的负荷变化率限制

受限制工况机组指令的给定方式反映了协调控制系统的一种重要控制思想——控制系统应具有各种工况投运的适应能力。

正常工况时，按“需要”控制，实际指令跟踪（就等于）目标指令。

异常工况（能力受限制）时，按“可能”控制，目标指令跟踪实发功率，或者是跟踪实际指令，其关系如表 6.4-15 所示。

5.1.2 机组指令的 ADS 接口

协调控制系统与 ADS 的接口，可以有 DC 4~20mA、加/减脉冲列、变宽度脉冲等各种形式，代表所需求的机组功率或者加/减功率的增量。对于加/减增量信号，可以直接

引入主控系统，也可以通过积分转换为需求功率的数量信号。

表 6.4-15 目标指令与实际指令的关系

工况	实际指令		目标指令
异常工况	按可能给定	方向闭锁	方向闭锁
		迫降/迫升	跟踪实发功率 (或跟踪实际指令)
		辅机故障减负荷	
正常工况	暂停		跟踪实际指令（暂停）
	跟踪目标指令	按需要给定	ADS
			运行人员 频差修正

加/减脉冲形式的 ADS 信号，多为干触点闭合的信号形式。一般脉冲可选择宽度约 50ms，脉冲间隔大于或等于 1~4s，每个脉冲对应的机组指令变化约 0.1%MCR，ADS 信号的负荷变化率约 0~6%/min。

ADS 方式的建立，取决于：

- (1) 电网中调来的 ADS 信号“可用”。
- (2) CCS 主控系统对 ADS 给定方式的“确认”。
- (3) 运行人员按“ADS”按钮。

对于加/减脉冲的接口形式，可以采用 SPEC-200 的通用斜坡发生器 2AP-A+RPG 组件，提供加/减脉冲对 DC 0~10V 最简单的转换。图 6.4-35 所示为某电厂 300MW 机组的 ADS 接口控制图，其中当 ADS 加/减脉冲出现“长脉冲”（如大于 1~2s）报警时，即 ADS 脉冲持续宽度越限，即由 ADS 给定自动切换到运行人员给定。

一般，协调控制系统主控系统与电网的信息交往如表 6.4-16 所示。

表 6.4-16 CCS 与电网中调的信息交往

序号	名称	CCS 主控	中调 AGC	说 明
1	Auto (ADS) /MAN	→		机组指令 ADS 远方给定/运行人员本机给定的状态
2	实发功率			
3	ADS 可用			允许接受 ADS 信号调度的许可条件之一
4	ADS 故障			
5	长脉冲			CCS 报警，切至运行人员给定
6	ADS 变化率超过运行人员本机给定			实际变化率限于运行人员设定的本机变化率
7	ADS 加/减			加/减负荷脉冲
8	机组指令闭锁加/减			ADS 指令达机组极限能力
9	机组指令迫降/迫升			
10	辅机故障减负荷 (RB)			ADS 指令超越机组实际能力

国内的热控制设计，一般多采用模拟量 4~20mA 信号接口，如图 6.4-36 所示。图中的 AGC 系统功能为根据电网频差及对外功率交换计划，计算电网功率盈亏，从而重新经济合理地分配各机组的功率，通过监控系统软件、前置机和设在电厂的厂端站 RTU，输出 ADS 信号给机组的协调控制系统。

图 6.4-37 所示为某电厂 300MW 机组 4~20mA 的 ADS 接口 SAMA 图，系统在数字逻辑站 DLS 上提供有 ADS 的信号状态、机组指令的给定方式以及对 ADS 方式的“确认”显示。

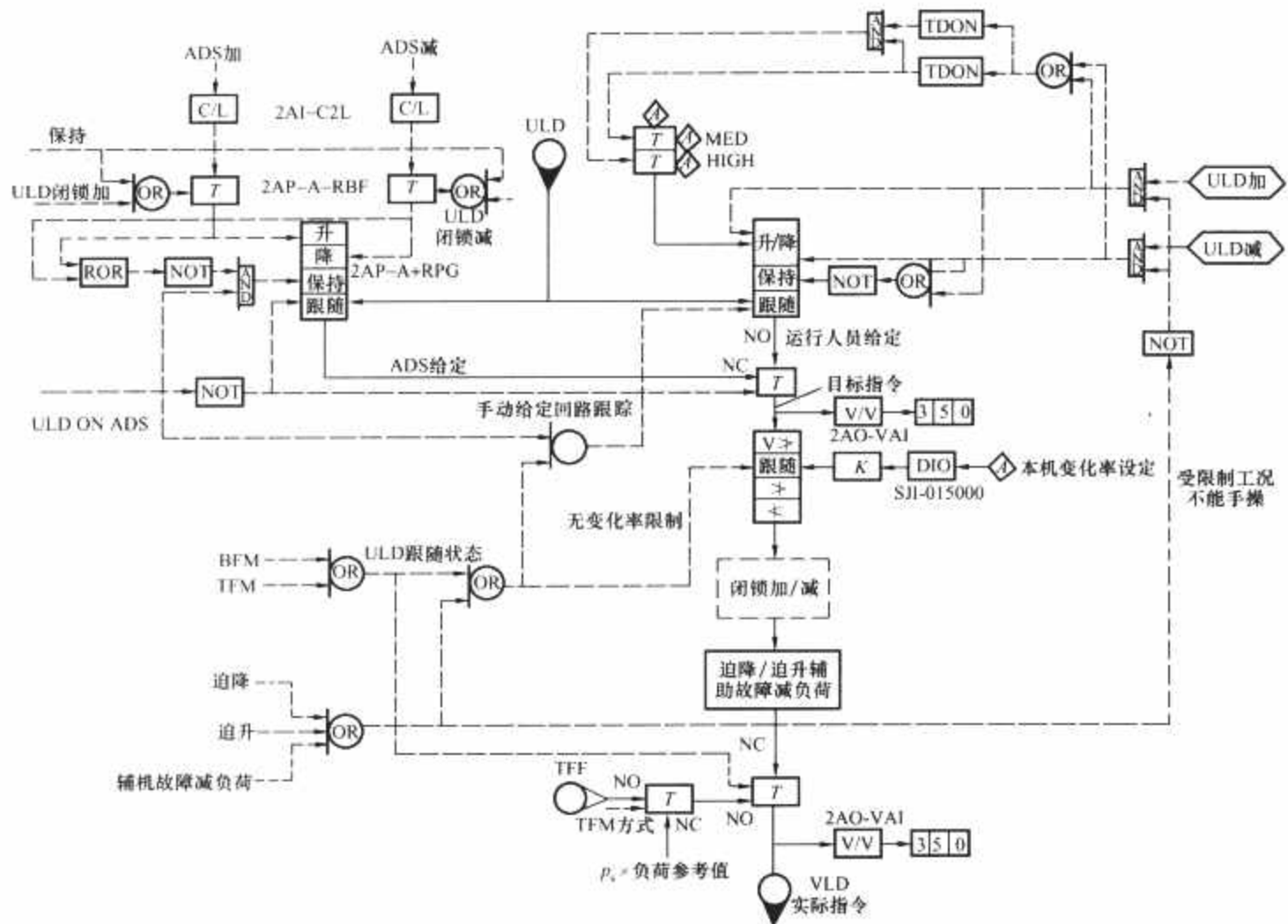


图 6.4-35 某电厂 300MW 机组的 ADS 接口控制图

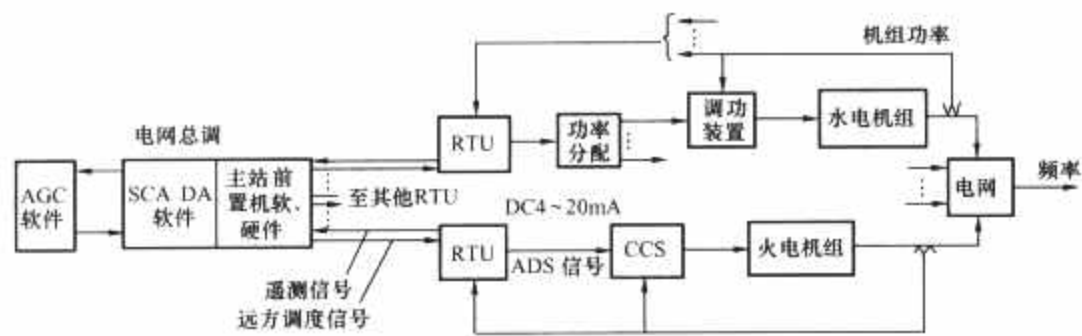


图 6.4-36 电网 AGC 系统与电厂 CCS 系统接口示意图

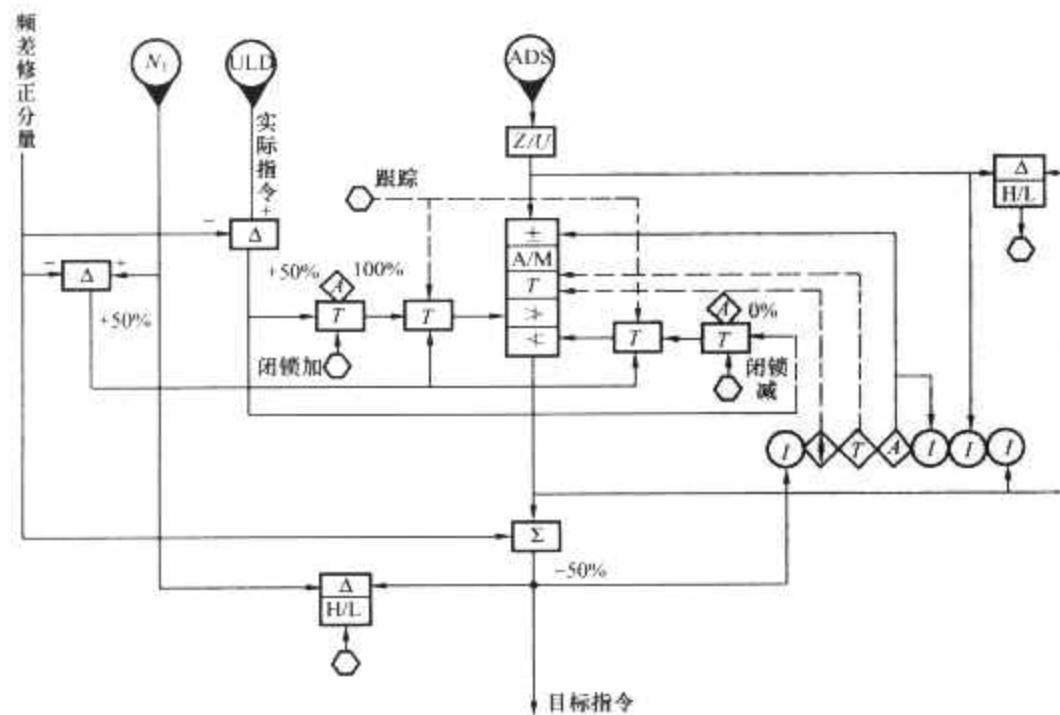


图 6.4-37 某电厂 300MW 机组 4~20mA 信号的 ADS 接口 SAMA 图

协调控制主控系统对 ADS 方式的确认条件为:

- (1) 无故障切手动的条件。
- (2) 无连锁切手动的条件。
- (3) 无机组指令方向闭锁的条件。
- (4) 无 ADS 接口跟踪实发功率的条件。

设计思想是: (1)、(2) 项为必要条件, 满足 (1)、(2) 两项条件运行人员按“ADS”按钮的操作才有效, 不满足条件就不可能投自动 (ADS 给定) 或执行强迫切手动 (运行人员给定)。(3)、(4) 项为限制条件, 只有再满足 (3)、(4) 两项条件, “确认”灯亮, 才通知运行人员, 可以投运 ADS 给定方式。若在 ADS 远方自动工况下出现了 (3)、(4) 限制条件, ADS 接口转入了跟踪状态, 给定仍然保持为 ADS 方式。待 (3)、(4) 限制条件消失, 则可无平衡、无扰动地返回 ADS 自动状态。

对模拟量的 ADS 信号, 当 ADS 信号越限、变化率越限、断信号、断线、部分甩负荷等故障时, 分别提供有方向闭锁或从 ADS 远方给定切换为运行人员本机给定等安全措施。图 6.4-37 中功能的优先级次序为:

跟踪→方向闭锁→手动 (运行人员本机操作) →自动 (ADS) 远方给定。

### 5.1.3 频差信号校正

协调控制系统的主控系统应根据电网调频要求, 设有频差校正回路, 使机组指令包括调频所需的附加功率指令。频差校正只在协调控制 (以锅炉跟随为基础的协调控制) 方式投用, 其他运行方式 (如 TFM、BFM) 时自动切除。

由于汽轮机控制系统与协调控制系统是由不同厂商设计供货的, 接口配合不尽完善。汽轮机控制系统在协调控制投运时, 作为协调主控的一个子回路, 因而在调频设计上会出现功能重复和矛盾。

按有无不灵敏区, 可以有两种调频方式:

- (1) 根据电网频率偏差, 设定速度不等率、校正功率指令。只要有频差存在就进行校正, 无不灵敏区。

主控系统调频的不等率, 取值等于汽轮机调节系统的静特性斜率 (参阅图 6.4-1), 对国产汽轮发电机, 一般  $\delta = 4\% \sim 5\%$ , 其定义为

$$\delta = \frac{\text{空载转速} - \text{满载转速}}{\text{额定转速}} \times 100\%$$

协调控制主控系统的这种调频特性与汽轮机调速系统作用完全相同, 采用这种控制方式的电厂称为第一调频厂。第一调频厂的设计, CCS 系统的频差校正与汽轮机控制的调频作用功能重复, 但并不干扰和抵消汽轮机一次调频的正常性能。电网频率改变后, 机组功率指令经过频差偏置, 最终能与电调速器作用产生的实发功率一致。但在动态过程, 汽轮机除了其固有的一次调频动作外, 还附加有协调控制系统频差校正分量的比例控制动作, 因而会引起超调, 动态过程有反复动作。

- (2) 当电网频率偏差超过某一死区后 (不灵敏区可整定), 如  $\pm 0.2\text{Hz}$ , 才按设定的速度不等率校正机组指令。这种调频方式, 不响应电网频率频繁的小幅值扰动, 希望对机组稳定运行有益。就是说, 频差在不灵敏区内, CCS 系统不参加调频, 采用这种调频方式的电厂称第二调频厂。

对于第二调频电厂, 当电网频率在不灵敏区内波动时, 汽轮机控制系统按设计的不等率相应改变调节汽门开度, 但若 CCS 的功率指令不变, 要求保持原有功率, 则主控系统输出至汽轮机控制系统的调节汽门开度指令要完全抵消汽轮机控制的一次调频特性, 而且, 引起调节系统反复动作和功

率波动。

为了减少汽轮机调节汽门的这种反复动作, 提出了加大汽轮机控制系统不等率的方式运行, 所采用的安全措施在汽轮机控制系统设计时已作如下考虑:

- (1) 速度不等率有两挡, 当机组与电网解列运行时, 自动切换到正常的不等率, 如  $\delta_0 = 4\%$  ( $\delta_0$  在  $2\% \sim 6\%$  之间可整定)。在并网运行时则采用了加大的不等率,  $\delta$  在  $\delta_0$  与无穷大之间可调。 $\delta \rightarrow \infty$ , 表示机组无一次调频能力。

- (2) 机组甩负荷时, 能快速关闭调节汽门。机组的调频作用, 取决于主控系统的频差校正回路。加大汽轮机控制的不等率, 减少了在死区时频繁的调节汽门反复动作, 更有利于机组稳定运行。

图 6.4-38 为某电厂 300MW 机组主控系统的频差校正回路, 其设计思想有:

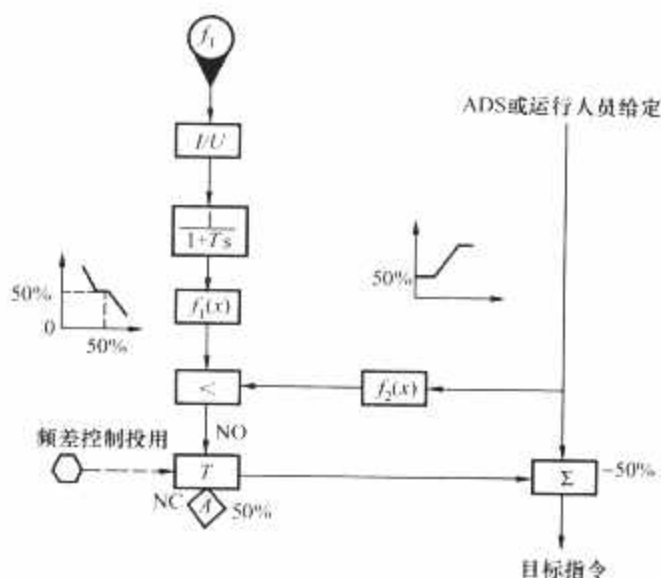


图 6.4-38 某电厂 300MW 机组主控系统的频差校正回路

- (1) 调频功能可由运行人员选择投入或切除, 且仅在系统投运协调控制 CCSI (以锅炉跟随为基础的协调控制) 方式时有效。

- (2) 频率测量信号设有滤波处理。

- (3) 以给定的不等率  $\delta$  与不灵敏区  $\Delta$ , 进行频差校正 [标定图 6.4-38 中的  $f_1(x)$ ]。

- (4) 按机组届时的负荷大小, 对参与调频的幅度在增加方向进行限制 [标定图 6.4-38 中的  $f_2(x)$ ]。

$$f_1(x) \text{ 的斜率计算为 } k = \frac{N_{\text{MTR}}}{50\delta} \quad (\text{MW/Hz})$$

$$f_2(x) \text{ 的模块标定为 } K = k \frac{k_{\text{NT}}}{k_{\text{fr}}}$$

式中:  $N_{\text{MTR}}$  为汽轮发电机最大功率, MW;  $k_{\text{NT}}$  为功率测量回路斜率, %MW;  $k_{\text{fr}}$  为频率测量回路斜率, %Hz。

$f_1(x)$  的不灵敏区, 对第二调频厂, 一般选择为  $\pm (0.1 \sim 0.2)\text{Hz}$ 。

### 5.1.4 机组实时能力识别限幅

机组运行可能出现局部故障, 如果 ADS 信号或运行人员给定超越了机组的届时实时能力, 机、炉的一个或几个子控制回路的执行机构会驱至极限位置, 甚至出现运行参数对定值产生偏差, 这就意味电网需求与机组能力产生失调。协调控制系统除了预先设置有各种指令或信号的限幅外, 安全保护系统还必须能够识别机组的实际状态与能力, 根据实际能力限制由中调或运行人员设定的机组指令 (需求的目标指令), 使实际指令始终与机组的静态、动态调节能力相容。

系统的预置限幅信号主要有:



- (1) 绝对值限幅——各种指令的上、下限值。
- (2) 变化率限幅——机组指令变化率、机前压力变化率。
- (3) 偏差值限幅——机前压力偏差、风/煤偏差、燃料量偏差、风量偏差及给水量偏差等参数偏差。

系统的实时能力限幅主要有:

- (1) 方向闭锁。
- (2) 迫降/迫升。
- (3) 辅机故障减负荷 (RB)。
- (4) 暂停。

#### 5.1.4.1 方向闭锁

方向闭锁技术作为协调控制系统的一种安全保护,具有如下功能:

- (1) 防止参数偏差有继续扩大的可能。
- (2) 防止锅炉各子控制回路间的配合失调有继续扩大的可能。
- (3) 防止锅炉、汽轮机间的配合失调有继续扩大的可能。
- (4) 防止负荷需求与机组实际能力的失调有继续扩大的可能。

机组指令的方向闭锁,是协调控制系统某子控制回路达到某预定的高/低极限能力时,单方向闭锁加/减机组指令避免负荷需求与实际可能的失调向扩大方向动作的一种防范措施。

方向闭锁的条件检测有两种。第一种是子控制回路的阀位指令监控,也就是子回路的静态调节范围监控,一般有:

- (1) 机组实际指令达预定的高/低限值时。
- (2) 锅炉燃烧率控制闭锁加/减 (给煤机或给粉机转速

指令达预定高/低限值)时。

(3) 锅炉给水控制闭锁加/减 (汽动泵或电动泵转速指令达预定高/低限值)时。

(4) 协调控制 (以锅炉跟随为基础的协调控制) 投运时,汽轮机阀位控制闭锁加/减时。

(5) 锅炉送风控制闭锁加 (送风机阀位指令达预定高限值)时。

(6) 锅炉引风控制闭锁加 (引风机阀位指令达预定高限值)时。

因送、引风机阀位指令均设有相应的下限限幅,负荷再低时,送、引风量不会再继续下降,故无需以送、引风的阀位指令下限,在减少方向闭锁机组指令。

第二种是对过程参数的偏差监控。

过程参数的调节品质与机组的负荷变化率及变化幅度有关,变化率与变化幅度越大,过程参数偏差也越大,可控性越差。对协调控制系统的重要参数 (如机前压力、实发功率、燃料量、给水量、一次风压等),相对于设定值的偏差设有监控,任一参数偏差的越限,亦强制机组指令方向闭锁,限制机组变负荷的速度和幅度。如机前压力低,机组指令就闭锁加。

方向闭锁动作超驰 (优先级高于) 机组指令的 ADS 或运行人员给定。方向闭锁亦有连锁限制,如机组甩负荷 (FCB) 时,连锁解除汽轮机主控闭锁减的方向。

图 6.4-39 所示为某电厂 300MW CCS 系统机组指令的方向闭锁 (仅示出闭锁加方向) 设计实例。

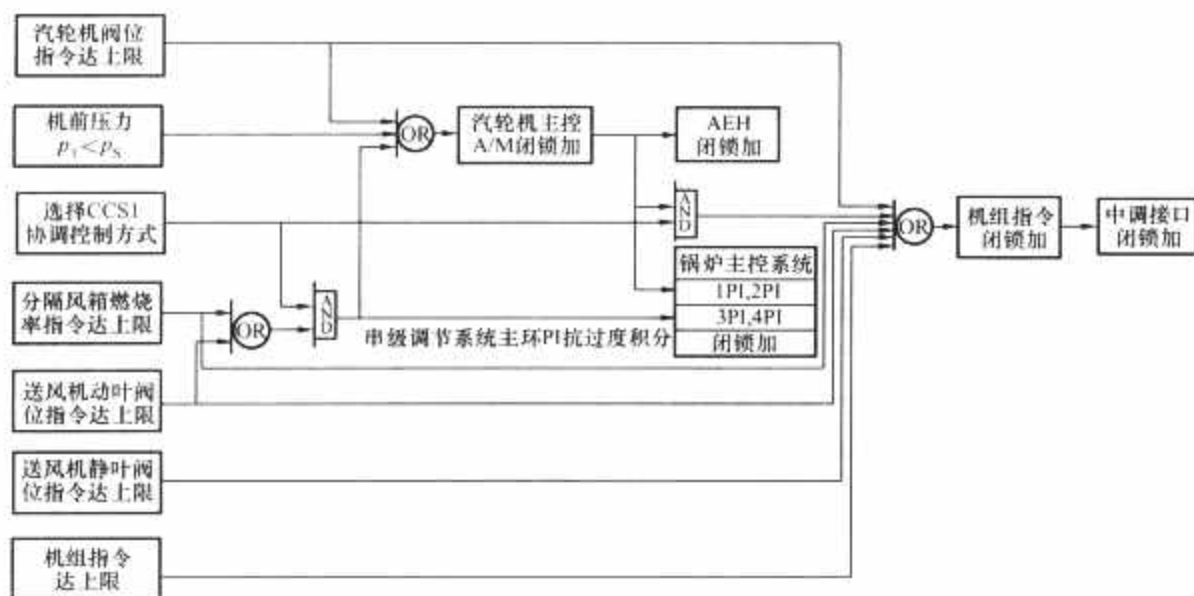


图 6.4-39 某电厂 300MW CCS 系统机组指令的方向闭锁

图 6.4-39 中串级调节系统主环 PI 调解器的抗过度积分,也是方向闭锁的一种应用。

机组指令方向闭锁的组态实现可以通过高/低选 (或外接上/下限)、变化率限制等功能块实现。

(1) 采用高/低 (或上/下限) 算法。如图 6.4-40 所示为闭锁加/减功能的组态方法,图 6.4-40 (a) 为采用 SPEC-200 组装仪表的组态,图中的 F/H 为保持/跟踪组件。图 6.4-40 (b)、图 6.4-40 (c)、图 6.4-40 (d) 为采用集散控制系统的组态 (如 N-90)。

(2) 采用变化率限制功能块。对 N-90 集散系统,可以利用 FC8 功能块具有加/减方向的变化率限制,来实现闭锁加/减的功能,如图 6.4-41 所示。

方向闭锁采用超驰控制原则,如上海发电设备成套设计研究院设计的方向闭锁都是强制性的,不允许运行人员干

预。不过也有些系统,如石横、平圩电厂的协调控制系统,在 LMCC 上设有过程方向闭锁的功能“有效”按钮,对由于过程参数偏差引起的机组指令方向闭锁,需要经过运行人员的认可方始有效,如图 6.4-42 所示。

#### 5.1.4.2 迫降/迫升

迫降/迫升作为协调控制系统的一种安全保护,具有按实际可能自动修正机组指令的功能。

在 ADS 给定或机组指令由运行人员给定时,协调控制系统可按锅炉子控制回路的实际可能出力范围,闭锁加/减 ADS 或运行人员给定的指令。在下列任一子控制回路过程输入偏差 (参数偏差) 越限时 (如图 6.4-42 和图 6.4-44 中的 AE、FE、FWE),并可进一步缓慢地迫降/迫升该指令信号,修正机组的负荷使能适应受限制的机组实际能力。

(1) 机组指令方向闭锁后,燃料输入与燃料指令的控制

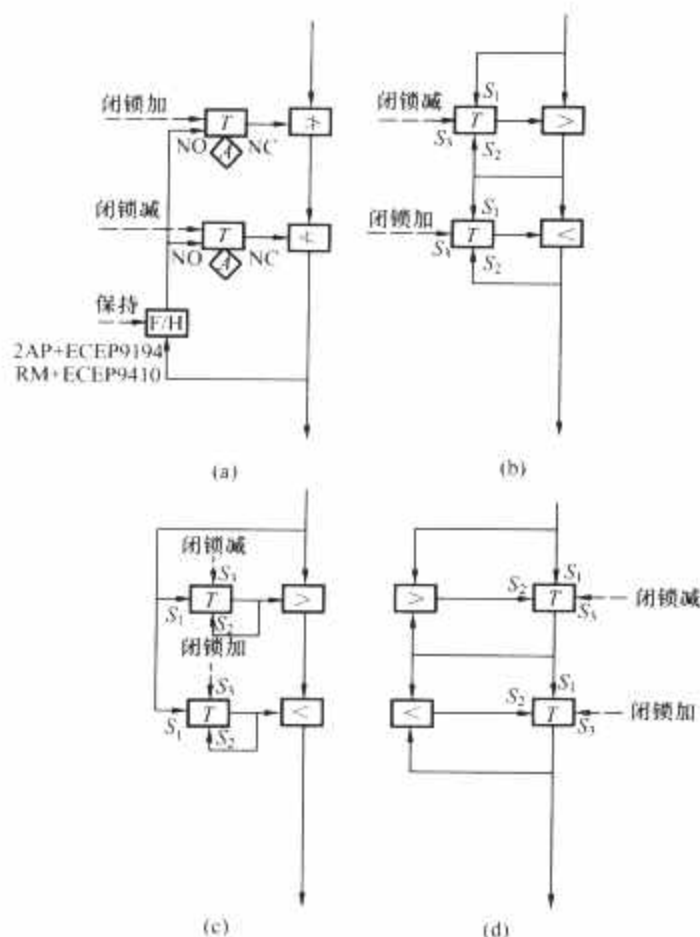


图 6.4-40 机组指令的方向闭锁组态之一

(a) 采用 SPEC-200; (b), (c), (d) 采用 N-90

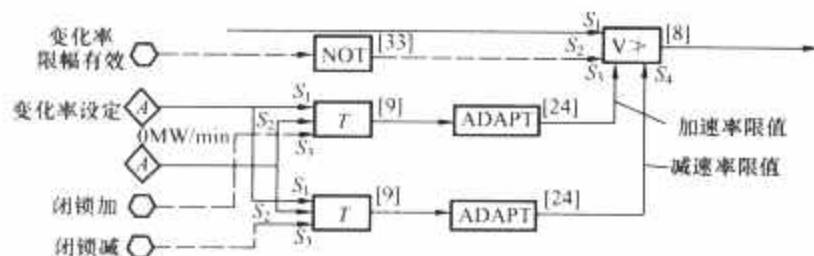


图 6.4-41 机组指令的方向闭锁组态之二

偏差 FE 继续增加达预置值 (燃料量小于燃料指令, 执行迫降; 反之, 则执行迫升)。

(2) 机组指令方向闭锁后, 给水输入与给水指令的控制偏差 FEW 继续增加达预置值 (给水量小于给水指令, 执行迫降; 反之, 则执行迫升)。

(3) 机组指令闭锁加后, 送风输入低于送风指令的偏差 AE 继续增加达预置值, 执行迫降动作。

迫降/迫升动作超驰 (优先级高于) 机组指令的 ADS 或运行人员给定, 直至控制偏差消失, 返回闭锁加/减状态; 或者, 使子控制回路的阀位指令推出高/低极限状态, 返回正常调节工况。

与辅机故障减负荷相同, 迫降/迫升动作的速率整定后, 不受正常运行机组指令负荷变化率设定的限制, 即其变化率的优先级高于正常运行的负荷变化率限制。

上海成套研究院设计的迫降/迫升功能, 都需运行人员进行认可, 方便功能有效。其条件为:

(1) 运行人员按 “RD/RU Enable” 按钮确认。

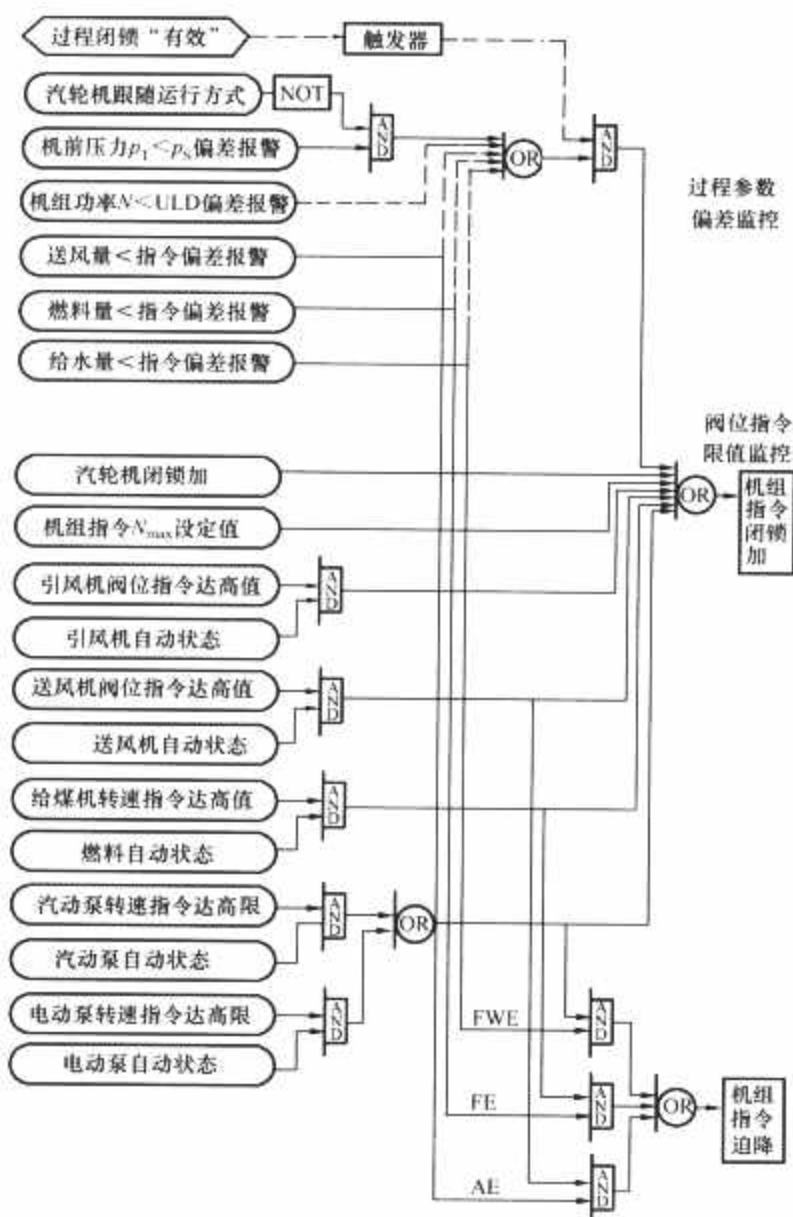


图 6.4-42 CCS 机组指令的闭锁加与迫降逻辑

(2) CCS 自动投运连锁。

迫降/迫升过程结束, 系统自动转入 “暂停”, 使机组负荷保持在迫降/迫升过程结束瞬时的实际指令值。只有经运行人员按 “RD/RU Enable” 按钮复位, 取消 “暂停”, 负荷才能继续根据需要自动调节。

迫降/迫升的组态实现可以采用斜坡算法或积分算法, 某电厂 300MW 机组采用 SPEC-200-MICRO RAMP 斜坡功能块的 RB 组态, 如图 6.4-43 所示。

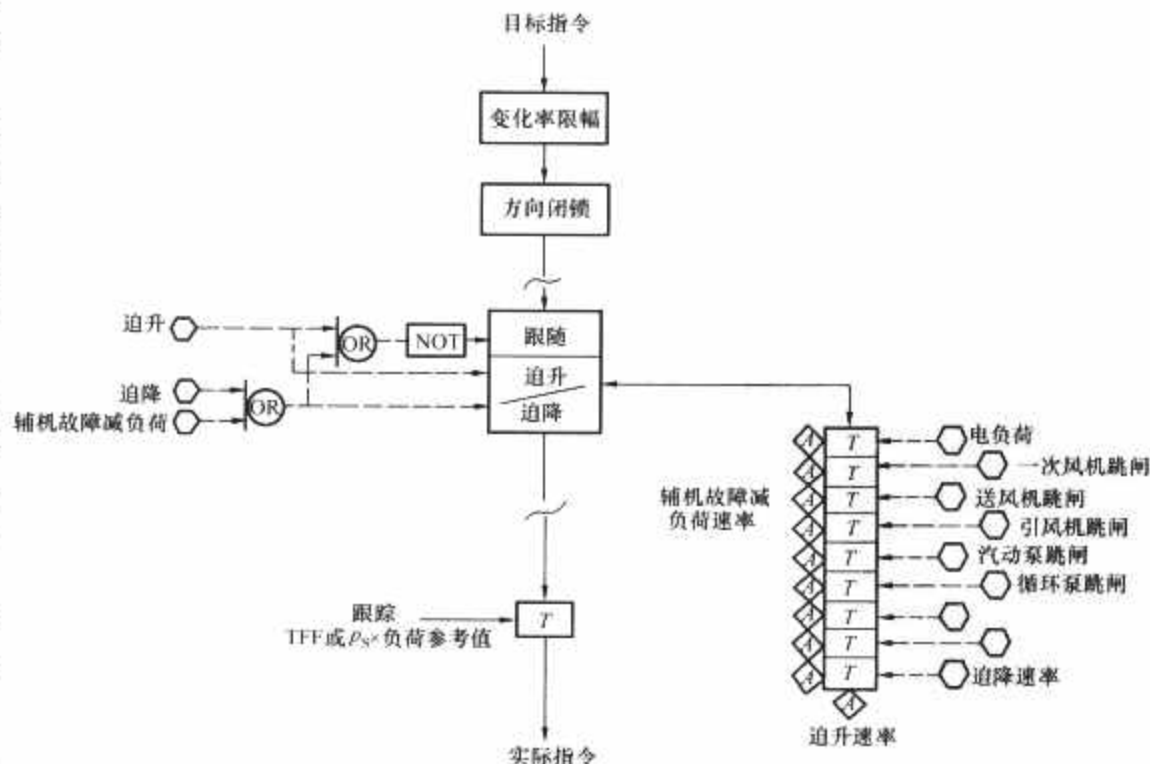


图 6.4-43 某电厂 300MW 机组迫降/迫升/辅机故障减负荷的组态实现

某些电厂 300MW 机组协调控制系统的设计,则采用了按参数偏差进行迫降/迫升积分的组态方案。图 6.4-44 所示为上海成套设计研究院开发的方向闭锁与迫降/迫升的组态实现图(通过高选的闭锁减或迫升部分图中未画),图中的三个命令为:

T 开关命令 = A + M

F/H 保持命令 =  $A\bar{E} + A\bar{B} + H = A\bar{B}\bar{E} + H$

积分器跟踪命令 =  $ABE + H$

式中, A 为方向闭锁检测的子回路阀位指令高限报警状态; B 为过程输入低于指令的控制偏差报警状态; E 为运行人员选择的迫降/迫升功能有效确认; H 为运行人员选择的机组指令暂停确认。同时执行闭锁加和闭锁减,即为暂停。

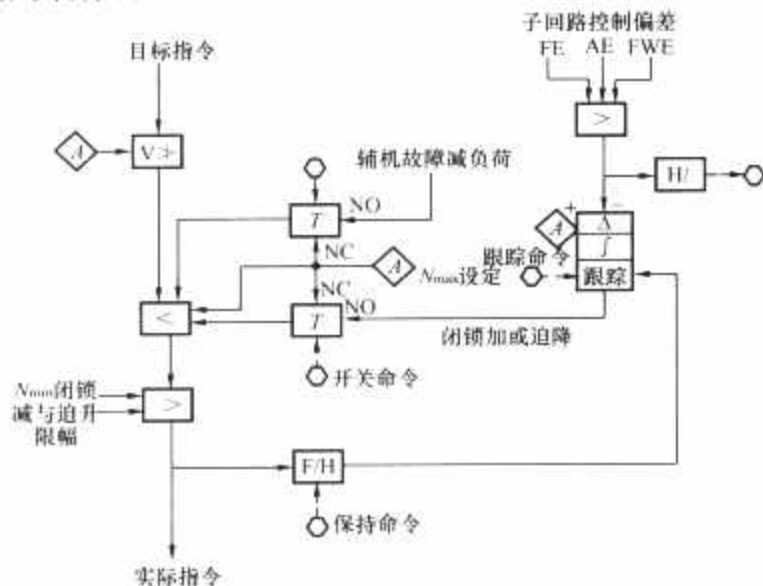


图 6.4-44 某电厂 300MW 机组 CCS 机组指令的闭锁加与迫降组态

该设计思想具有如下特点:

(1) 方向闭锁(闭锁加/减)与修正指令迫降/迫升,是实际能力限幅的二级层次,条件与目的概念清楚。某一子回路失却静态调节范围时,执行方向闭锁(见图 6.4-39);已经闭锁后,进一步再出现该回路的过程输入偏差越限时,则执行迫降/迫升。

(2) 仅有过程输入对其指令的偏差越限,而相应的子控制回路阀位指令未达到极限位置时,如逻辑命令中  $A=0$ 、 $B=1$  时,过程认为是“正常”的。因为这时的过程输入偏差既未达到切手动的失控报警值,而该控制回路又仍有足够能力可以消除调节回路的输入偏差。

(3) 该设计的结构同时包括了四种功能:闭锁加/减、迫降/迫升、暂停以及运行人员设置的功率上/下限值。其结构简单,组态方便。

(4) 设计结构中的“低选”同时还供辅机故障减负荷通道使用。

(5) 各种功能动作的优先级次序清楚。

1) 辅机故障减负荷动作高于闭锁加。

2) 辅机故障减负荷动作高于迫降。

3) 运行人员暂停操作高于辅机故障减负荷,可中断辅机故障减负荷过程。

4) 运行人员暂停操作高于迫降/迫升,可中断迫降/迫升过程。

5) 机组指令变化率的限制,优先级次序从高到低为:辅机故障减负荷、迫降、运行人员设定。

#### 5.1.4.3 辅机故障减负荷(RB)

机组的主要辅机发生故障时,控制系统必须强制机组快速减负荷,降低到尚在运行的辅机所能承担的辅机故障减负

荷目标值。由于辅机故障可以明确检测,故对各个辅机故障减负荷项目,分别设定了减负荷的目标值、速率以及相应的机组运行方式。锅炉侧辅机跳闸时,协调控制系统即从“协调控制”自动切换到“汽轮机跟随”,锅炉输入量快速斜坡降低,燃料量的减少除由协调控制系统 CCS 执行外,还要由燃烧器管理系统 BMS 停磨、投油共同配合,而机前压力则由汽轮机控制。若是汽轮发电机侧故障,则系统由“协调控制”自动切换到“锅炉跟随”,汽轮机调节汽门开度快速斜坡关小,机前压力则由锅炉控制。辅机故障减负荷动作结束时,机组指令亦自动转入“暂停”状态。需经运行人员复位,负荷才能继续变化。

上海成套研究院设计的系统中,辅机故障减负荷功能必须经运行人员按“按钮”确认才有效。而有的国外设计,辅机故障减负荷功能是强制性的,无需运行人员认可。换言之,辅机故障减负荷功能不允许、也不可能由运行人员解除的。

RB 的故障条件检测为某一辅机从运行中紧急跳闸(非原来就处于停用状态),如图 6.4-45 所示为某电厂 300MW 机组协调控制系统的 RB 故障检测逻辑图。其中,对汽动泵的 RB 故障检测,图中还考虑到备用电动泵在规定时间内(TD ON)内仍未自动合闸时,才进行 RB。因为电动泵若能及时自启动,就不希望 RB 动作。

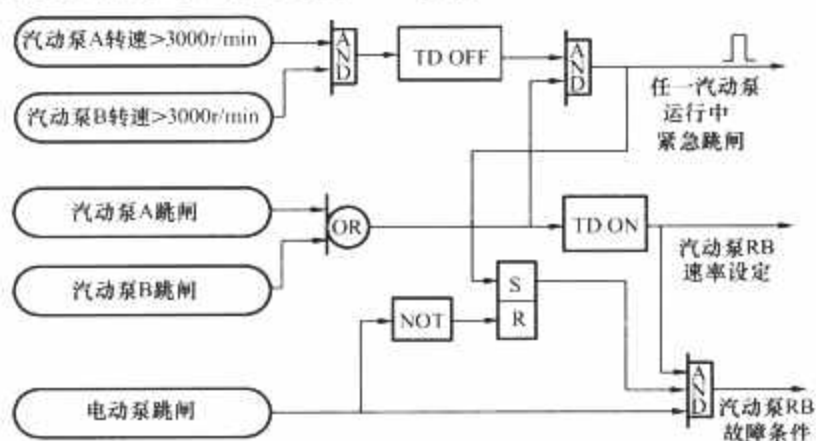


图 6.4-45 某电厂 300MW 机组协调控制系统的 RB 故障检测逻辑图

某电厂 300MW 机组协调控制系统中辅机故障减负荷(RB)有效的条件为:

(1) 运行人员确认 RB 功能有效。

(2) 协调控制系统投运连锁。

(3) 机组指令大于 RB 目标值。

RB 项目一般如表 6.4-3 所示。

RB 执行动作有:

(1) 运行方式自动切换。

(2) 机组指令按预定 RB 速率,斜坡降至 RB 目标值,实现快速减负荷。

(3) 通知 BMS,相应停磨、投油稳燃。

(4) 在 UMS、LMCC、DLS 或 CRT 上显示有 RB 动作及其原因。

(5) 通知中调,机组处于 RB 工况。

由以上方向闭锁、迫降/迫升、辅机故障减负荷三项功能,协调控制系统能够在机组辅机或子回路控制能力受限制的情况下,按实时能力限制机组指令,保持需要与可能的平衡。

(1) 机组指令与机组能力的平衡。

(2) 锅炉与汽轮机的能力平衡。

(3) 锅炉燃料、送风、给水等各子回路间能力的平衡。



从而在局部故障情况下, 同样能够正常地控制参数在运行范围之内。

#### 5.1.4.4 暂停与跟踪

(1) 暂停。协调控制系统投运中,运行人员可按“暂停”按钮,中断负荷变化过程,从而保持届时运行的机组功率。“暂停”控制超驰机组指令正常的 ADS 给定或运行人员给定,或异常工况的迫升/迫降/辅机故障减负荷动作。并且,在迫升/迫降/辅机故障减负荷动作结束后,亦自动引入“暂停”。

(2) 跟踪。机组指令(目标指令)的跟踪,一般用以待命从受限制状态到正常状态的无平衡、无扰动切换。目标指令应跟踪机组的实发功率。也有的是如图 6.4-45 所示,跟踪实发功率减频差校正分量的差值。

机、炉两侧任一处于手动状态（非协调方式）时，机组指令亦应跟踪。如图 6.4-10、表 6.4-9 所示某电厂的协调控制系统，当系统运行在“汽轮机跟随”方式时，即锅炉主控 A/M 操作器手动，汽轮机处于“遥控”方式、自动调节机前压力，则 LMCC 输出的机组指令跟踪届时的锅炉燃料量。当系统运行在“锅炉跟随”方式时，即汽轮机处于非遥控方式手动时，锅炉自动调节机前压力，并接受经机前压力偏差补偿的一级压力前馈信号时，LMCC 输出跟踪汽轮机阀位（DEH 来的负荷参考值信号）。提供了锅炉主控 A/M 操作器投自动或汽轮机控制投“遥控”的无平衡、无扰动切换。

## 5.2 机、炉主控系统

### 5.2.1 协调控制系统的运行方式

协调控制系统一般都具有多种运行方式,以适应机组的各种(正常、启动低负荷或局部故障)工况要求。各种运行方式锅炉与汽轮机控制系统的组合,由逻辑系统保证相容,并能由运行人员选择,或由故障或受限制条件通过连锁自动切换。

具有多种运行方式的结构,提高了控制系统的适应能力与可用率。

工程上各种协调控制系统的机炉主控系统结构,在第三节中已有了详细阐述,以下主要介绍主控系统运行方式的切换与跟踪。

### 5.2.2 系统运行方式的切换与跟踪

协调控制系统的各运行方式,可由运行人员在 BTG 盘的监控管理板上进行选择,或由连锁自动切换。处于开环备用状态的调节组件或算法模块必须跟踪实时工作组件或模块的输出,以提供运行方式间的无平衡、无扰动切换。

#### 5.2.2.1 多种运行方式的切换过程

各运行方式与自动切投的无平衡、无扰动过程示意如图 6.4-46 所示。对 CCS1 和 CCS2 两个系统, 分别设置有单独的机、炉两侧的压力和功率调节模块。不仅可以分别设置不同的整定参数, 系统的跟踪、切换也最为简单。各系统方式 PI 组件的状态如表 6.4-7 所示, 只有自动与跟踪两种状态, “跟踪” 功能超驰 (优先级高于) “自动”, 跟踪命令的状态与被跟踪信号的选取, 由逻辑系统控制。确保如图 6.4-46 所示三种控制运行方式之间的切换以及从手动到任一种运行方式之间的投入自动过程, 均为无平衡、无扰动过程。图中运行人员按按钮 PB 的操作, 可以在任何运行方式之间或手动  $\leftrightarrow$  自动之间进行切换; 而自动连锁动作 INT 只能从自动  $\rightarrow$  手动或从高级运行方式向低级方式之间进行切换。例如, 汽轮机侧系统局部故障, 协调控制系统能由 CCS1 或 CCS2 自动切换到 BF 方式; 锅炉侧 RB 动作时, 协调控制系

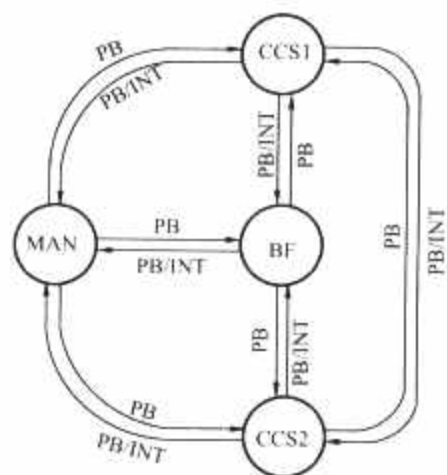


图 6.4-46 某电厂 300MW 机组 CCS 系统运行方式与自动切投的无平衡、无扰动过程

PB—运行人员按按钮操作；INT—自动连锁切换

统能由 CCS1 自动切换到 CCS2 方式。

图 6.4-10 为某电厂 300MW 机组 CCS 的主控系统，具有 CCSI、BF 和 TF 三种基本运行方式。其中，按汽轮机控制为“遥控”或“本机”，锅炉跟随又分为自动与手动、BFA 与 BFM 两种方式。按锅炉主控操作器 BM 为“自动”或“手动”，对汽轮机跟随也有自动与手动、TFA 与 TFM 两种方式。

从图 6.4-10 协调控制系统功能图的设计意图, 可以分析系统各组件的工作状态, 如表 6.4-9 所示。根据表中各 PI、AM、T 组件在工作(自动)或待命(跟踪)的状态, 能够提供系统方式选择与自动切换的逻辑设计, 或者分析校核已有逻辑图设计的正确性。该系统各运行方式的切换过程如图 6.4-47 所示。为选择投用 CCS1(功率控制)方式, 系统原来的状态必须是 BFA, 即锅炉 BM 自动、闭环调压, 同时汽轮机为“遥控”方式, 接受 LMCC 的输出指令定位。

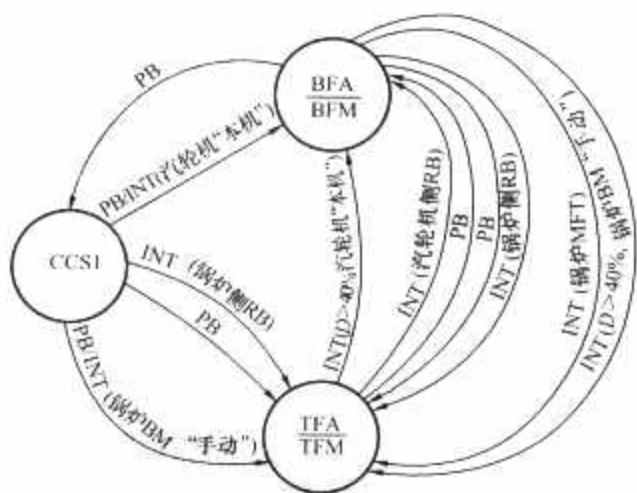


图 6.4-47 CCS 运行方式的切换过程

PB 运行人员按按钮操作; INT 自动连锁切换

(1) 在协调控制 CCS1 投运中, 若锅炉侧辅机故障减负荷 RB 动作, 系统自动切换到汽轮机跟随自动方式 TFA。

(2) 在锅炉跟随自动方式 BFA 投运中,若锅炉侧辅机故障 RB 动作,系统自动切换到汽轮机跟随自动方式 TFA。

(3) 在汽轮机跟随自动方式 TFA 投运中, 若汽轮机侧辅机故障 RB 动作, 系统自动切换到锅炉跟随自动方式 BFA。

(4) 在锅炉自动跟随方式 BFA, 且负荷  $>40\%$  运行时, 若锅炉主控操作器 BM 切手动, 则系统自动切换为汽轮机跟随手动方式 TFM, 机前压力仍自动控制。

(5) 在汽轮机自动跟随方式 TFA, 且负荷  $>40\%$  运行时, 若汽轮机控制切为本机手操, 则系统自动切换为锅炉跟

随手动方式 BFM, 机前压力亦自动控制。

### 5.2.2.2 跟踪的组态实现方法

控制仪表的组件 (如 SPEC-200 的 +ECEP11148 的 PI 与 AM 组件) 与功能块 (如 N-90 的 FC-19PID、FC-80AM 模块) 的输出, 都具有在跟踪命令驱动下, 跟踪某一外接组态的被跟踪信号的功能。跟踪功能超驰 (优先级高于) 该组件或模块正常的自动、手动操作以及上限、下限的限幅功能。如 SPEC-200 的 2AC+AM+ECEP11148 的 AM 组件, 优先级次序从高到低排列为跟踪、下限、上限、手动、自动。N-90 的 FC80, FC21, ..., AM 模块, 跟踪优先级也都高于自动以及手动。

对于具有外接或可组态外接上、下限的仪表 (如 N-90 的 PID 模块, SPEC-200、SPEC-200-MICRO 与 I/A 的 PID 与 AM 模块), 可利用外限幅实现超驰跟踪。用一个外来的被跟踪信号, 同时作为该 AM (或 PI) 的上、下限, 就能够迫使该 AM (或 PI) 的输出跟踪这个外来信号。采用外接上、下限的组态结构, 同时可以实现图中的跟踪、方向闭锁、超驰定位控制三项功能。图 6.4-48 的原理为采用 SPEC-200 或 SPEC-200-MICRO 仪表设计 CCS 系统时常用。

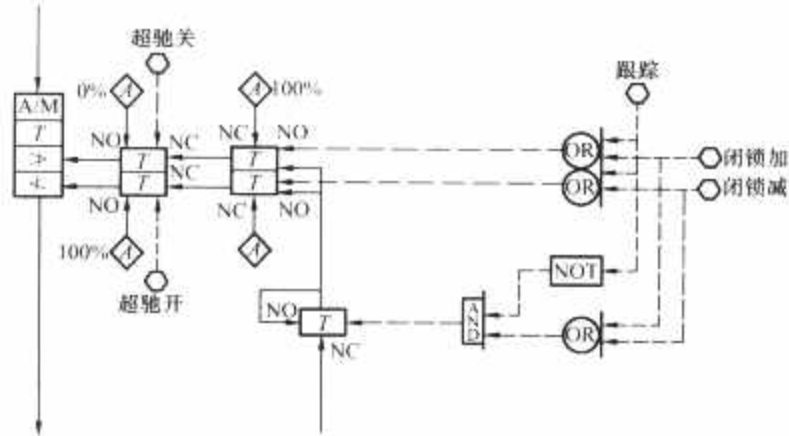


图 6.4-48 外接上、下限的组态应用  
(跟踪、方向闭锁与超驰定位控制)

对 SPEC-200 仪表, 也还可以采用 2AX+TR 跟踪组件或者用 2AC+A4-R 组件的外部积分功能实现跟踪。

对 MAX-1000、WDPF 分散控制系统的算法模块, 没有“跟踪命令”和“被跟踪信号”的可组态输入端。但遵循一定的规律组态控制系统, 具有自动生成跟踪的功能。

以上介绍为控制仪表的跟踪功能, 以下将讨论控制系统的切换跟踪技术。

(1) 两个或两个以上 PI 组件或模块的相互跟踪。对两个或两个以上的系统切换, 多采用图 6.4-49 相互跟踪的组态思想, 图 6.4-18 某电厂 CCS1/CCS2 的切换以及图 6.4-27 某电厂 CCS1/TF 的切换都属于这种组态结构。

图 6.4-49 中两个 PI 的输出通过运行人员选择或逻辑命令进行切换。可以实现功能:

- 1) 待命开环备用的 PI, 始终跟踪通过切换组件 T 工作的 PI 的输出。
- 2) 当系统手动时, 两个 PI 同时都跟踪阀位信号或串级调节系统副环 PI 的测量值。

(2) 带前馈控制的系统跟踪。对带前馈信号的控制回路, 如图 6.4-50 所示, 系统在手动状态时, 1PI、2PI 都应跟踪阀位反馈 (单回路系统) 或副环测量值 (串级调节系统) 减去前馈信号的差值。

又如图 6.4-50 与图 6.4-27 的 CCS1 和 DEB 两个协调控制系统, 在锅炉侧 CCS1 系统为带能量平衡信号  $\alpha p_s p_1 / p_1$  作前馈的串级压力控制系统, 其主环 PI 在投运 DEB 系统时

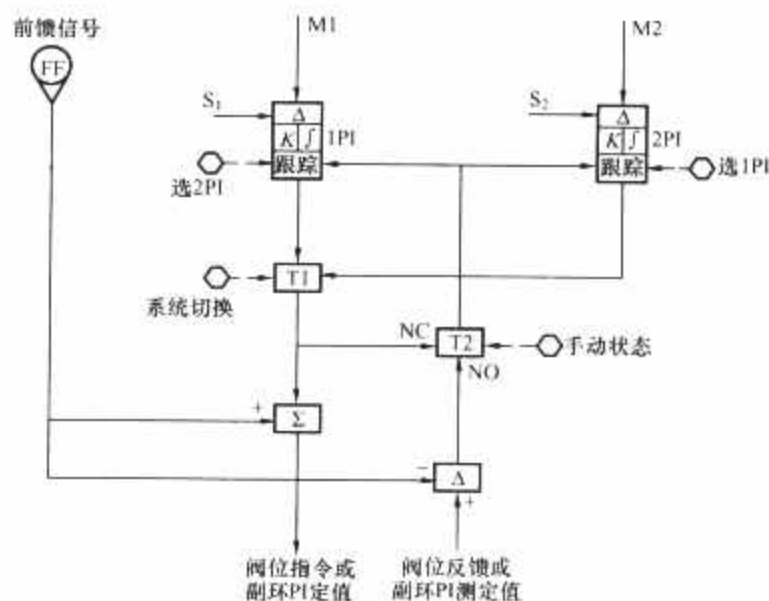


图 6.4-49 带前馈控制的相互跟踪组态

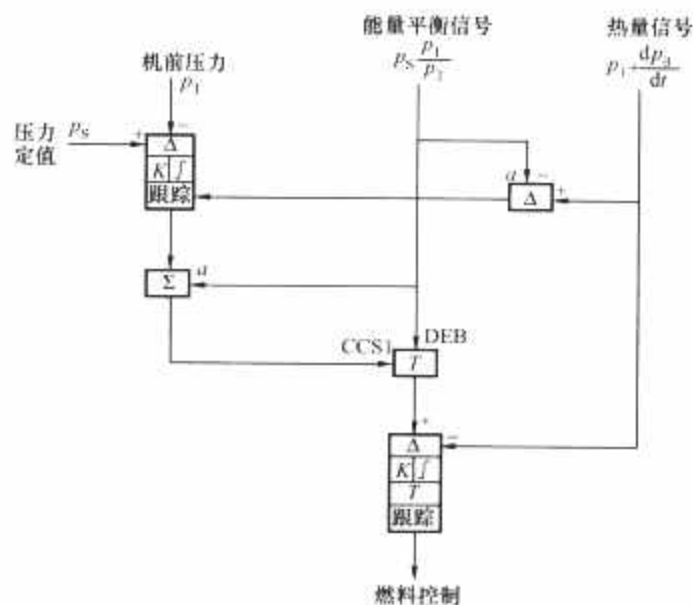


图 6.4-50 带前馈控制的 CCS1 与 DEB 系统切换

或燃料控制手动时, 应当跟踪副环测量值减去前馈信号的差值  $(p_1 + dp_1/dt) - \alpha(p_s p_1 / p_1)$ , 以提供过程无平衡、无扰动的切换:

- DEB 控制  $\longleftrightarrow$  串级压力控制;
- DEB 控制  $\longleftrightarrow$  手动;
- 串级压力控制  $\longleftrightarrow$  手动。

(3) 高、低选信号偏置切换。图 6.4-51 为日本厂商对主控系统汽轮机侧的常用组态设计。当压力偏差信号 T 切换为图中的偏置 Bias=0 同时引入功率通道的高低选模块时, 就由 CCS1 超驰切换到 TF 控制。

(4) 串联跟踪组态。图 6.4-52 为某电厂 300MW 机组 CCS 的全程给水控制系统。

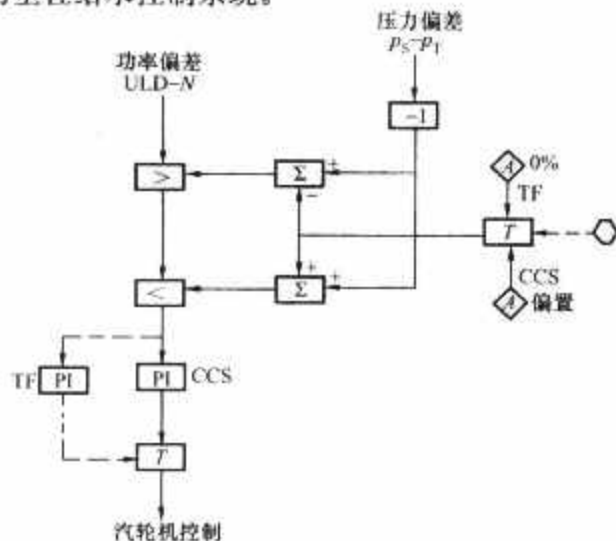


图 6.4-51 高、低选信号偏置切换组态

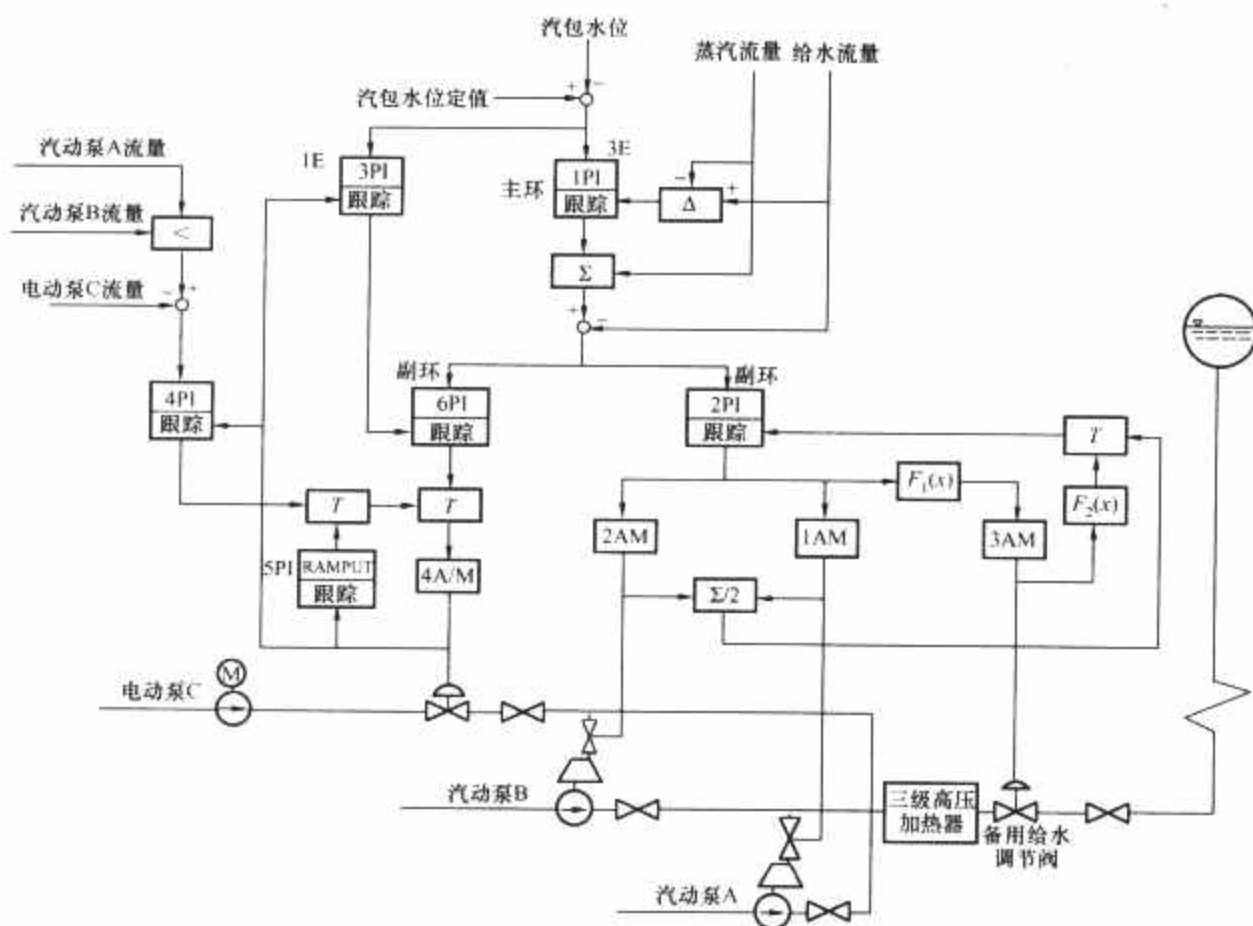


图 6.4-52 通过另一 PI 的串级跟踪

低负荷工况的运行方式为单冲量 3PI 输出借道通过三冲量系统副环 6PI 的跟踪通道，去控制电动泵出口调节阀。待负荷达 30% 时，由单冲量自动切换到三冲量，构成 1PI、6PI 的三冲量给水控制系统。这样组态可以省却 3PI、6PI 之间的相互切换与跟踪，结构更为简单。过程的无平衡、无扰动切换为：

- 3PI (单冲量) 控制  $\longleftrightarrow$  6PI (三冲量) 控制；
- 3PI (单冲量) 控制  $\longleftrightarrow$  4A/M 手动；
- 6PI (单冲量) 控制  $\longleftrightarrow$  4A/M 手动。

(5) 变增益回路的跟踪。如图 6.4-52 中，同一 PI (2PI) 控制的调阀与调泵具有不同的回路增益，因而，在调阀回设有增益修正，即  $F_1(x)$ 。选调阀方式且 3A/M 手动时，2PI 跟踪 3A/M 的手动输出，对该被跟踪信号应设置增益修正，即  $F_2(x) = 1/F_1(x)$ 。

同样原理，对两个 PI 控制系统的相互跟踪，若 PIA 输出经过非线性环节  $F(x)$ ，则在 PIB 工作时，待命的 PIA 的被跟踪信号应为 PIB 输出的  $1/F(x)$ 。

(6) 两个或两个以上被跟踪信号的切换跟踪。对复杂控制系统，同一个 PI 模块在不同的运行方式可选择有不同的“被跟踪信号”，如图 6.4-27 与图 6.4-53 某电厂 CCS 的主控系统与全程给水系统所示。

(7) 手动/自动缓冲切换。一般控制系统的设计，在手动状态，都通过前面的 PI 模块跟踪后面的 AM 模块（如图 6.4-10 中的锅炉主控 BM、图 6.4-27 中的汽轮机主控 TM）输出，实现手动  $\rightarrow$  自动的无扰切换。以 N-90 仪表为例，对最简单的调节系统，实现 PI 跟踪的 AM 切换组态如图 6.4-54 所示。

对于没有 PI 的定位控制或随动系统，可以如图 6.4-55 利用一个 (T1) 或两个 (T1、T2) 模拟切换模块的切换过程缓冲，来实现手动  $\rightarrow$  自动的无扰动切换。有些电厂 300MW 机组 CCS 的组态，不论是对有 PI 跟踪或没有 PI 的控制回路，都采用了  $T_2$  缓冲切换的结构。

(8) 向上游 PI (I 或 AM) 模块逐级跟踪的组态原则。

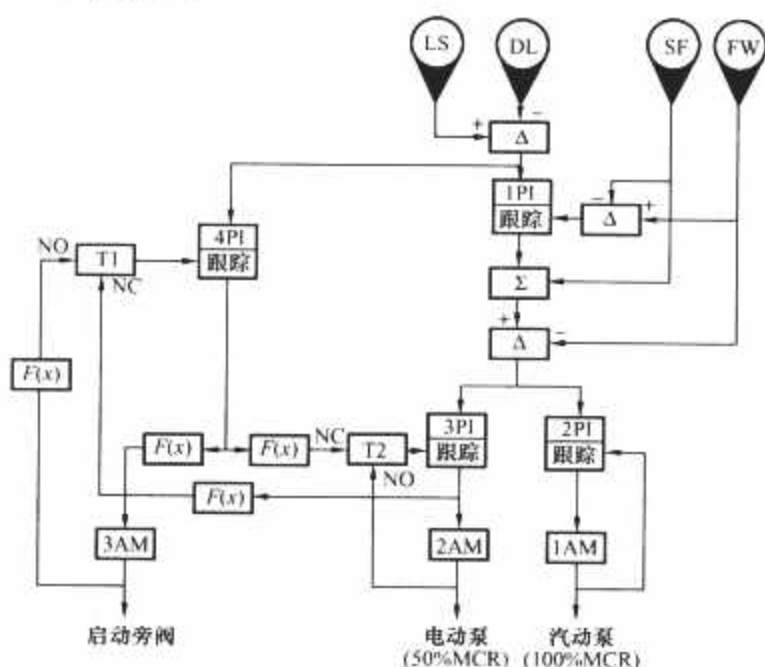


图 6.4-53 两个被跟踪信号的切换跟踪组态

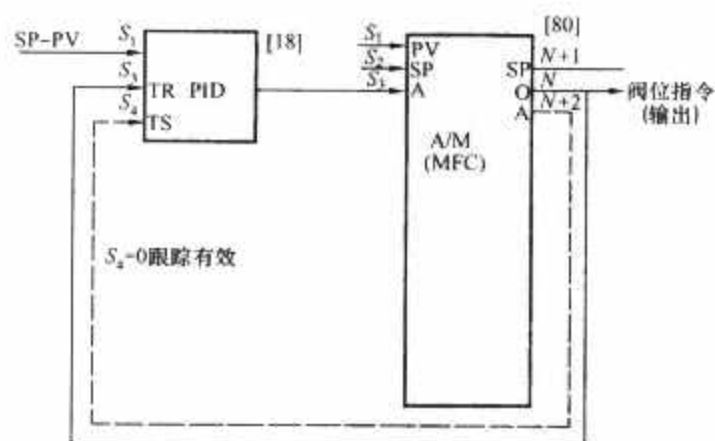


图 6.4-54 PI 实现跟踪的 AM 模块切换组态  
(采用 N-90 仪表)

控制系统一般由串级链接的各种模块或者由切换组件、高/低选模块向上再分枝两路或两路以上的串级链的各种模块组成。跟踪动作的引入，可来自串级链的下游或串级链中间的





出的滑压定值,跟踪定压定值,提供了从定压到滑压的无扰动切换。滑压运行的选择只有在投运协调方式(CCSI)时才能有效。此外,运行人员在LMCC还可以按锅炉厂规定设置压力定值的变化率限制值,或者按“THROTL PRES R/C ON”按钮可投入或切除该变化率的限制功能。

有的压力设定回路,不仅设有汽轮机调节汽门开度的积分校正,滑压压力定值变化率还受到届时的压力值以及锅炉热应力计算的限制。

#### 5.2.4 前馈技术的应用

大型机组的协调控制系统,为提高负荷响应,多采用“以锅炉跟随为基础的协调控制系统CCSI”,并且,都成功地采用了前馈控制技术,使锅炉输入能被控制得很接近于所要求的值,而不完全依赖于反馈控制的缓慢而往往又引起不稳定的积分过程。

前馈控制的目的:

(1) 超调锅炉输入。补偿负荷变化过程中锅炉要求的蓄能改变。

(2) 直接能量平衡,使反馈回路尽量少作校正,过程即快速稳定。汽轮机的一级压力 $p_1$ 正比于汽轮机进口蒸汽流量,可以很好地度量机组正常运行工况的锅炉能量输出。在负荷变化过程,若用 $p_1$ 信号以前馈方式控制锅炉的能量输入,使其等于要求的能量输出,可以大大减轻机前压力调节器处理蓄能要求与输入/输出不匹配的校正任务。但是,一级压力信号在锅炉内扰时起正反馈作用,不利于系统稳定。如燃料增加时,机前压力增加,一级压力增加,但这时的锅炉输入不仅不需要随 $p_1$ 的增加而增加,而是需要因机前压力 $p_1$ 的增加而减少,这就大大加重了机前压力闭环控制消除 $p_1$ 偏差的负担。所以 $p_1$ 信号本身并不能单独用作锅炉控制的前馈信号。

前馈信号的选取原则:一是要求能正确、快速地反映汽轮机对锅炉的实际能量需求;二是该信号必须与锅炉本身无关,不受锅炉侧内扰的影响,不在锅炉燃料控制的闭环回路之内。

工程上可以选取的前馈信号多是前馈指令信号,指令信号取自与锅炉侧无关因素的计算结果,满足CCS前馈信号的上述两个选取原则。

##### 5.2.4.1 机组指令ULD

ULD信号是协调控制系统最常用的前馈信号,如图6.4-11、图6.4-18、图6.4-20、图6.4-23等所示,ULD来自外部的ADS给定、运行人员给定和频差校正的功率需求,而与锅炉无关,ULD信号既是功率控制的机组指令,又用作锅炉侧燃料、送风前馈控制。

采用ULD作负荷前馈,只在协调控制投运时有效。当投运锅炉跟随时(汽轮机手动),若ULD跟踪实发功率,在内扰时就具有正反馈作用。图6.4-18和图6.4-20所示的系统,在投用协调控制时,取ULD为前馈;在投用锅炉跟随时,切换用 $p_1/p_T$ 作为锅炉侧的前馈。

##### 5.2.4.2 能量指令信号 $p_s p_1/p_T$

压力比 $p_1/p_T$ 线性代表汽轮机调节用的有效阀位,用 $p_1/p_T$ 作前馈,只反映汽轮机对锅炉的实际能量需求,而不受锅炉内扰的影响,并且消除了 $p_1$ 的正反馈作用。

因机组输出功率,即汽轮机的能量输入既正比于调节汽门开度 $p_T = p_1/p_T$ ,又正比于机前压力 $p_s$ 。所以定压运行时,机组功率变化即由阀位 $p_1/p_T$ 变化而反映;而滑压运行时,机组功率的改变通过改变机前压力 $p_s$ 进行控制。所以,取 $p_s p_1/p_T$ 为适用于任何压力工况的能量指令信号。

$p_s p_1/p_T$ 协调锅炉输入与汽轮机匹配,适用于定压/滑压、CCS/BF(汽轮机自动/手动)、频率变化或事故超驰以及汽轮机调速器非线性、受限制的任何运行工况。

$p_s p_1/p_T$ 前馈的应用非常成功,在国内外也越来越流行。

图6.4-11中DEB协调控制系统的前馈控制,亦可画如图6.4-59所示,为利用和补偿锅炉蓄能变化的燃烧率超调,采用的前馈有:

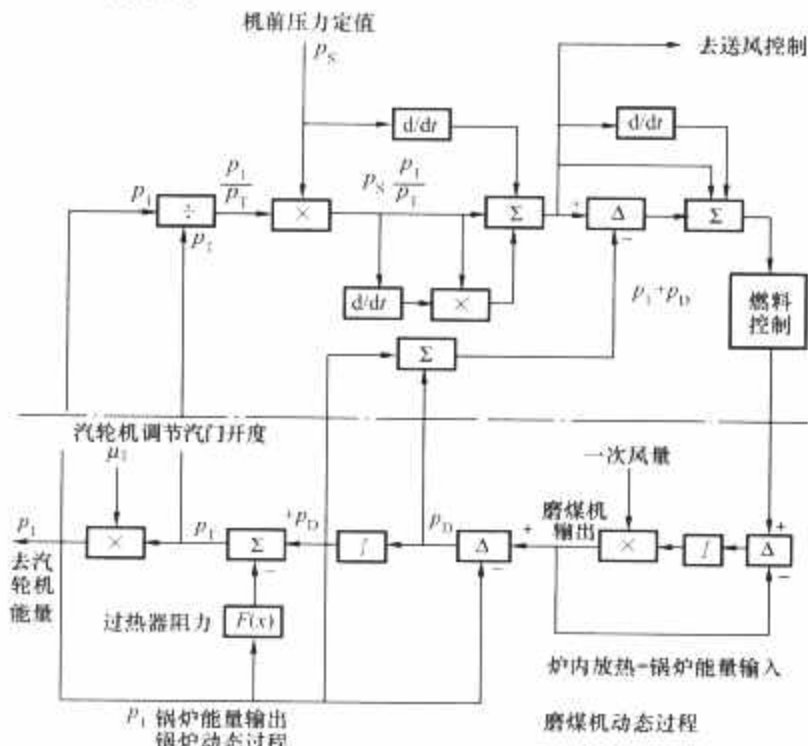


图 6.4-59 DEB 协调控制系统的前馈控制设计

前馈指令——能量指令信号用作锅炉指令。

动态前馈:

(1)  $[d(p_s p_1/p_T)/dt](p_s p_1/p_T)$ ——等压运行时,前馈补偿负荷增加,要求提高汽包压力所需的锅炉蓄能变化。负荷不变时,前馈补偿机前压力定值的提高和所需的锅炉附加蓄能。

(2)  $dp_s/dt$ ——滑压运行时,补偿 $p_s$ 斜坡增加,要求更高汽包压力所需的锅炉附加蓄能。

此外,系统还设有补偿磨煤机、给煤机惯性的导前控制。

作为前馈指令,ULD是电厂对汽轮机与锅炉共同的发电量要求。而上述带动态补偿的能量指令信号 $p_s p_1/p_T$ ,不论在静态或动态,都是汽轮机届们对锅炉的能量需求。在静态过程, $p_s p_1/p_T$ 也是届时汽轮机已输出能量的一个度量。

##### 5.2.4.3 压差补偿信号 $p_1[1+K(p_s-p_T)]$

图6.4-10所示的协调控制系统采用了 $p_1[1+K(p_s-p_T)]$ 的前馈信号。该信号在外扰时,第一项为 $p_1$ ,第二项为随负荷( $p_1$ 值)变化的锅炉蓄能补偿 $Kp_1(p_s-p_T)$ ,后者在内扰时还用消除 $p_1$ 的正反馈作用。

设若以该前馈信号不受锅炉内扰影响整定,对 $p_1[1+K(p_s-p_T)]$ 作小扰动线性化处理,使内扰时的前馈信号变化量 $-Kp_{10}\Delta p_T + \Delta p_1 = 0$ ,得

$$K = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_T} \frac{1}{p_{10}}$$

因内扰时压力比不变,有关系

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_T} = \frac{p_{10} + \Delta p_1}{p_{10} + \Delta p_T} = \frac{p_{10}}{p_{10}}$$

$$\text{故 } K = \frac{1}{p_{10}}$$

上式中的  $\Delta p_i, \Delta p_T$  均为内扰时  $p_i, p_T$  相对于  $p_{i0}, p_{T0}$  稳态值的偏差。而对压力闭环控制系统,  $p_{T0} = p_s$ , 所以  $K = 1/p_s$ 。

$K$  的选择, 当  $K = 1/p_s$  时可以使控制回路的增益随负荷不变; 或者,  $K$  也可以选择有匹配于该机组对象特征 (增益随负荷而改变) 所期望的函数变化关系, 使包括控制系统与控制对象总的回路开环增益随负荷保持不变, 这是采

用压差补偿信号的灵活整定之处。

取  $K = 1/p_s$ , 压差补偿信号  $p_i [1 + K(p_s - p_T)]$  用作锅炉前馈控制, 既适用于定压, 也可用于滑压运行。

结论是前馈控制的应用, 提供了协调控制系统最快的负荷响应, 并使由于反馈控制的积分作用引起的不稳定困扰减少到最小。



## 第5章 炉膛安全监控系统

### 1 炉膛安全监控系统功能

锅炉的炉膛安全监控系统（简称 FSSS）是现代大型燃煤发电机组锅炉所必须具有的一种安全保护和顺序控制的监控系统。该系统主要是保证锅炉燃烧系统中的各设备能够按照一定的顺序和条件进行启动/投入或停止/切除，并能够在危急工况下迅速切断进入炉膛的全部燃料，保证炉膛安全，防止爆燃等破坏性事故的发生。

由于炉型、暖炉（助燃）燃料和主燃料的不同以及就地设备的差异，FSSS 的具体控制模式差异较大，由于燃煤锅炉的 FSSS 具有广泛的代表性，因此本章的内容均以燃煤锅炉的 FSSS 为蓝本。

燃煤锅炉 FSSS 的总体功能上可分为：

- (1) 公用控制逻辑。
- (2) 暖炉燃料控制逻辑。
- (3) 燃煤控制逻辑。

公用控制逻辑主要完成锅炉点火前的准备、锅炉运行中的保护以及 FSSS 公用设备的控制等。主要功能包括：

- (1) 锅炉点火前的吹扫与泄漏试验。
- (2) 锅炉安全保护逻辑，如助燃燃料跳闸、主燃料跳闸（简称 MFT）等。
- (3) 燃烧系统公用设备的控制及辅助逻辑，如火检冷却风机的控制和自动减负荷逻辑等。暖炉燃料控制逻辑主要完成暖炉燃料相关设备的控制。主要功能包括：

- 1) 点火装置的控制。
- 2) 燃料角阀及雾化阀的控制。
- 3) 暖炉燃烧器的顺序启/停控制等。

燃煤控制逻辑主要完成制粉系统相关设备的控制。主要功能包括：

- 1) 磨煤机及其辅助系统的控制。
- 2) 给煤机启/停控制。
- 3) 制粉系统其他阀门及挡板控制。
- 4) 煤层的顺序启/停控制等。

目前，大型电站燃煤锅炉的 FSSS 功能一般是在分散控制系统（DCS）中实现的，硬件配置随 DCS 型号的不同存在较大差异。由于 FSSS 是十分重要的安全保护系统，因此重要的保护输入信号采用硬接线方式，并设置 MFT 跳闸继电器，以确保锅炉跳闸后相关设备的正确动作。

### 2 锅炉燃烧设备简介

锅炉燃烧设备主要指为锅炉点火、升温、带负荷提供能量的制备与输送设备。目前，大型电站锅炉一般采用多级点火的方式，即由电点火器发火顺序点燃助燃燃料（气体燃料或液体燃料），然后点燃煤粉。因此锅炉燃烧系统设备可以包括电点火装置、助燃燃料设备和制粉设备。

#### 2.1 电点火器

电点火器是利用电能点燃助燃燃料的装置，由火花棒（嘴）、进退装置和升压电源等组成。一般每个助燃燃烧器配

电点火器一只。根据电点火器的引燃原理，可分为高频高压电火花点火器和高能电火花点火器。

(1) 高频高压电火花点火器。其由电火花发生器及棒形点火枪组成，电源在振荡回路产生高频振荡，经高频变压器升压（千伏级）产生电火花，可直接点燃助燃燃料。

(2) 高能电火花点火器。其由高能点火变压器和点火嘴组成，利用点火变压器的 RC 电路充放电功能，使点火器两电极表面形成能量很大的火花，点燃助燃燃料。

等离子装置是近年科技发展的新产品。它利用强磁场控制下的直流接触引弧，将空气电离成高能等离子体，当煤粉通过等离子体的强烈作用，煤粉颗粒在瞬间发生一系列物理和化学变化，释放挥发分，并迅速燃烧，实现了电能直接点燃煤粉，起到了煤粉锅炉的点火和稳燃的作用。

#### 2.2 助燃燃料设备

大型电站锅炉采用的助燃燃料多采用液体燃料——油，部分采用天然气或煤气。

(1) 油燃烧器。燃油通过油喷嘴雾化成一圆锥形的油雾射流，并与配风器射出的空气射流在炉膛内强烈混合着火燃烧。

雾化良好和合理配风是油高效、安全燃烧的基本条件。合理配风的要点是：

- 1) 从根部配风。
- 2) 有恰当的回流区。
- 3) 射流强度合理，保证混合良好又不影响燃烧。

油嘴按雾化原理有压力机械雾化、蒸汽雾化和空气雾化三种方式。

压力机械雾化是依靠油压，使燃油通过喷嘴的旋流室产生强烈旋转后，由油嘴的中心孔喷出而将油迸裂形成油雾，喷出的油量通过油压调节。

蒸汽雾化是以蒸汽作为雾化介质，在喷嘴内油和蒸汽混合后喷出，骤然的膨胀使油雾化。根据机械机构的不同，蒸汽雾化有 Y 形和 I 形喷嘴。

配风器常用的有直流式和旋流式两种。直流式是空气通过矩形或文丘里型通道高速喷出，在炉膛内与油喷嘴喷出的雾化射流强烈混合；旋流式为空气通过切向或轴向旋流叶片产生旋转射流与油雾射流混合。两者的中心部位均有旋流稳燃罩，少量空气通过它达到油雾根部，并形成旋转气流，产生高温烟气的回流卷吸，稳定着火燃烧。

(2) 气体燃烧器。气体燃烧器由燃气喷嘴和调风器组成。燃气喷嘴根据燃气品质不同而异。对高热值煤气（天然气）采用高速喷射喷嘴并配以与油燃烧器相同的配风器；对低热值煤气（焦炉煤气、高炉煤气）采用低速喷射喷嘴与低风速的配风器。

按燃气喷射方式分，燃气喷嘴有多枪式进气平流式燃烧器、中心进气天然气旋流式燃烧器和周向进气旋转式燃烧器。燃气以高速喷出，与配风器喷出的空气射流正交，强烈混合后入炉膛燃烧。

(3) 火焰检测装置。火焰检测装置是 FSSS 系统的重要

组成部分,它检测的火焰信号是 FSSS 逻辑中所采用的关键信号。燃烧器是否点燃,炉膛燃烧状况和炉膛灭火保护都以火焰检测信号作为判断依据。

目前电站锅炉采用的火焰检测装置主要有两种:一种是利用可见光、红外线或它们的组合来进行单个燃烧器的火焰检测装置;另一种是以计算机数字图像处理技术为基础的智能型火焰检测装置。

以可见光、红外线及其组合来实现火焰检测的装置主要由两部分组成:探头部分和信号处理部分。以可见光型火焰检测装置为例,探头的一次元件为光电半导体,它感受火焰可见光的闪动与强度,转换为正比于火焰强度的电脉冲信号。该信号经过放大、比较和处理,最后形成表示火焰强度的模拟量输出和代表有无火焰的开关量输出。

智能型火焰检测装置可以持续地将火焰形状同存储于记忆中的标准火焰剖面进行分析比较,以判断火焰的有无。该装置一般由光纤图像传感器、上位机系统和下位机系统组成。由传像光纤和摄像机组成的光纤图像传感器作为一次图像传感元件,直接摄取燃烧器着火区的火焰图像,各路火焰图像的视频信号通过视频信号分配器分别送入下位机与上位机,完成信号处理与显示。经处理后可以输出火焰有无的开关量信号和表示火焰强度的模拟量信号。智能型火焰检测装置由于其火焰检测和判断可靠性高、功能强,具有广泛的应用前景。

### 2.3 制粉设备

(1) 磨煤机。磨煤机是将破碎后的原煤磨制成锅炉燃烧所需合格煤粉的机械设备。煤磨过程的实质是克服固体分子间的结合力,使其表面积增大,因此需要消耗能量,通常以磨煤机电耗(kWh/t)表示消耗的能量。

煤在磨煤机中被磨碎的方式主要有三种,即压碎、击碎和碾碎,其中压碎过程消耗能量最少,碾碎过程消耗能量最多。各种形式磨煤机都不是简单依靠一种磨碎方式工作的。煤在磨煤机的磨碎过程必须是碾磨、干燥、输送三种方式同时进行,即利用热风或热风与烟气的混合物作为干燥剂,在粉碎过程中对煤加热干燥,同时将煤粉带出磨煤机,使磨煤机实现连续向锅炉燃烧系统供应质量合格的煤粉。

磨煤机是煤粉锅炉中不可缺少的重要辅助设备,尤其在直吹式制粉系统中,磨煤机和整套制粉系统与锅炉构成密切相关的整体。

根据研磨件的转数,磨煤机可分为低速、中速和高速三种。低速磨煤机根据进出料口装置的不同可分为单进单出磨煤机(钢球磨煤机或筒式磨煤机)和双进双出磨煤机;中速磨煤机类型较多,按碾磨件形状分,主要有碗式中速磨煤机、轮式中速磨煤机、平盘式中速磨煤机和中速钢球磨煤机;高速磨煤机有风扇磨煤机和锤击磨煤机两种。

磨煤机的选型主要根据煤的燃烧、磨损、可磨和爆炸特性以及磨煤机的制粉特性和对煤粉细度的要求进行,还应考虑锅炉炉膛和燃烧器的结构特点,并综合考虑投资、运行检修费用、设备配套和备品备件供应情况、煤源和煤中杂物变化情况等因素,以达到磨煤机、制粉系统、锅炉燃烧装置匹配合理,保证机组的安全经济运行。

(2) 给煤机。按照负荷要求能够准确调节磨煤机给煤量的机械设备。它布置在原煤斗与磨煤机之间,在直吹式系统中,给煤量直接与锅炉负荷相适应。给煤机类型多种多样,按照结构特点和工作原理有容积式和重力式两种。

容积式给煤机中应用较广的有圆盘式给煤机和刮板式给

煤机。

圆盘式给煤机利用调节圆盘转速、内套管位置改变圆盘上的给煤量,调节刮刀角度以改变刮煤量。它具有结构紧凑、密封性好等优点,但遇高水分煤时易产生堵煤和打滑。

刮板式给煤机通过调节给煤机转速和调节闸板位置实现调节给煤量。它可制成全封闭式,煤种适应性较广,但占地较大,运行中当煤压实之后刮板有时浮起,易被煤中木块、石块卡住而断煤。

皮带电子重力式给煤机是重力式给煤机中的一种,它是由给煤机壳体内装设的两根称重托辊,与皮带组成一个称重跨,在称重跨中的一个称重辊上装有精密的称重传感器,可产生单位皮带长度上输煤重量的载重信号。在主动皮带轮上装有光电测速传感器,产生速度信号。两个信号输入乘法器即可得到给煤率。当给煤率与所需的锅炉燃烧率不同时,可通过改变皮带速度满足要求。该给煤机还可以显示某一运行期间的累积输煤量,具有称重精确、尺寸紧凑、密封性好、适用于正压运行等优点,在大型锅炉上得到了广泛应用。

## 3 FSSS 系统的结构和工作原理

本节将以四角喷燃、轻柴油作为助燃燃料的锅炉为描述基础。

### 3.1 公用控制逻辑

公用控制逻辑是 FSSS 系统的重要组成部分,包括整个锅炉安全保护的监视与执行, FSSS 系统辅机控制、FSSS 内部辅助逻辑以及与其他子系统的接口逻辑。其主要完成的功能有:

(1) 确保供油/气管路及阀门无泄漏,即完成暖炉燃料管路及阀门是否泄漏的试验。

(2) 确保锅炉点火前炉膛吹扫干净,即为防止炉膛爆燃,只有在规定的条件下完成吹扫程序,才能进行锅炉点火。

(3) 建立点火条件,包括炉膛点火条件、助燃燃料点火条件和煤层点火条件。

(4) 连续监视机组重要辅机状态及参数,在危机工况下发出报警,并在设备安全受到威胁时发生主燃料跳闸(MFT)。

(5) 在发生 MFT 时,通过硬接线跳闸所有磨煤机、给煤机、一次风机等设备,并向 MCS 系统、旁路系统、DEH 系统、SCS 系统等相关控制系统发送 MFT 指令。

(6) 完成 FSSS 辅助设备控制,如助燃燃料总管阀门、消防系统总阀、火检冷却风机等的控制。

#### 3.1.1 泄漏试验

泄漏试验主要针对暖炉燃料管道、母管上的阀门以及各助燃燃烧器的燃料阀所做的密闭性试验,防止因管道或阀门泄漏而发生炉膛爆炸等恶性事故。

泄漏试验一般分两步进行:

(1) 升压。关闭炉前回油/气管路上的总阀,关闭进入炉膛暖炉燃料的分阀,开启进油/气管路上的总阀,使油/气充满炉前管道并达到一定的压力。如果在规定的时间内仍不能达到预定的压力值,说明炉前管道或阀门有严重燃料泄漏,系统报警并产生泄漏试验失败信号;如果炉前管道完好、阀门严密,则管道压力很快上升并达到预定值,泄漏试验进入压力维持阶段。

(2) 压力维持。在压力达到预定值后,关闭进油/气管路上的总阀,维持管道压力。如果在规定时间内,压力下降



较多并低于某设定值,说明炉前管道或阀门有燃料泄漏,系统报警并产生泄漏试验失败信号;如果炉前管道完好、阀门严密,则管道在规定时间内压力下降较少并高于预定值,泄漏试验成功。

不同阶段的压力设定值、充压时间以及压力维持时间将根据燃料介质的不同以及现场管道的差异具体确定。

### 3.1.2 炉膛吹扫

锅炉点火前,必须进行炉膛吹扫,这是防爆规程中基本的防爆保护措施。在锅炉对流烟井、烟道和将烟气送至烟囱的引风机等处均有可能积聚过量的可燃物,当这些可燃物在适合的条件下,可能引燃而导致炉膛爆炸。

炉膛吹扫必须满足如下条件:

- (1) 锅炉已在 MFT 停炉状态。
- (2) 一次风机全停,避免可燃物露入炉膛。
- (3) 全部燃料关闭,包括所有暖炉燃烧器、制粉系统等。
- (4) 吹扫通道通畅,即至少有一台送风机运行、一台引风机运行、空气预热器均运行,保证烟气通道的彻底吹扫。
- (5) 除尘器停运。
- (6) 吹扫风量合适。
- (7) 二次风挡板全开。
- (8) 其他条件,如汽包水位正常(汽包炉)、至少一台炉水循环泵运行(强制循环炉)等。吹扫时间不少于 5min 并保证锅炉炉膛腔体内进行 5 次换气。

### 3.1.3 点火条件

锅炉点火前应严格检查点火条件,对锅炉安全及点火自动控制均有重要意义。点火条件一般分为三种:炉膛点火条件、暖炉燃料点火条件和煤粉点火条件。

(1) 炉膛点火条件。炉膛点火条件主要考虑炉膛吹扫是否完成、火检冷却系统运行是否正常等。

- 1) MFT 已复位。
- 2) 风箱/炉膛差压正常。
- 3) 火检冷却风压正常。
- 4) 锅炉风量合适,初点火时,一般为 30%~40% 额定风量。

(2) 暖炉燃料点火条件。暖炉燃料点火条件主要包括燃料的供应与雾化介质的条件。

- 1) 炉膛点火条件满足为必要条件。
- 2) 暖炉燃料母管压力正常,且入口总阀已开。
- 3) 雾化介质压力正常(如果有)。
- (3) 煤粉点火条件。煤粉点火条件主要考虑煤层点火能量是否满足。

- 1) 炉膛点火允许。
- 2) 一次风机运行(如果配置一次风机)。
- 3) 一次风道/炉膛差压正常,以保证煤粉能够顺利进入炉膛。

- 4) 二次风温大于定值,表示锅炉负荷已达到一定程度。
- 5) 煤层点火能量满足。

当风粉混合物由燃烧器射入炉膛时,如果所流经的区域烟气温度足够高,能够使其引燃并充分燃烧,认为煤层点火能量满足。当煤层点火能量不足时,可能发生灭火或燃烧不完全,不仅造成锅炉效率下降,而且会严重危及整个锅炉的安全。对应煤层的暖炉燃料层投入,锅炉负荷达到某一值时、相邻煤层已运行及锅炉负荷达更高值等三个条件只要有一个能满足,即可认为煤层点火能量满足。

### 3.1.4 MFT 逻辑

MFT 是保护锅炉的最重要手段,也是 FSSS 系统最重要的安全功能。在机组运行过程中,如果出现任何危及锅炉安全运行的危险工况,MFT 将迅速切断进入炉膛的所有燃料,跳闸汽轮机,并向相关系统发出“MFT 信号”,请求做适当处理,使整个机组停运,以达到保证锅炉安全和限制事故扩大的目的。

当下列情况之一出现时,将产生 MFT:

(1) 按下 MFT 紧急跳闸按钮。当运行人员认为应该停炉时,可以通过 MFT 紧急跳闸按钮实现。为防止误操作,一般设置两个按钮,两个按钮采用串联方式,同时按下时有效。

(2) 全部燃料失去,即所有煤层停运、暖炉燃料关闭时,发生锅炉主燃料跳闸指令。当锅炉初点火失败时,易出现此工况。

(3) 锅炉风量过低。防爆规程明确规定,当锅炉总风量低于满负荷风量的 30% 时,锅炉跳闸。

(4) 控制系统故障。

(5) 全部火焰失去。如果锅炉点火后出现全部火焰失去,容易引起大量未燃燃料的堆积和爆燃,必须进行 MFT。

(6) 一次风机停运且无暖炉燃料投入。无暖炉燃料投入的条件下,一次风机停运,势必引起煤粉在风道和炉膛的积聚和不完全燃烧,危及锅炉安全,必须进行 MFT。

(7) 送风机全停。

(8) 引风机全停。

(9) 火检冷却风失去。火检冷却风的不足或消失,将严重威胁到火焰检测装置的安全。

(10) 炉膛压力越限。炉膛压力过高、过低都会威胁水冷壁的安全。

(11) 其他信号,如锅炉汽包水位异常、炉水循环泵(强制循环炉)停运等。

由于 MFT 发生后,产生跳闸的信号会消失,而且新的跳闸条件会满足,因此为分析事故原因的方便,在 FSSS 系统中应设计触发锅炉跳闸原因的逻辑,即首出记忆逻辑。当锅炉吹扫开始时,首出记忆复位。

MFT 发生后,FSSS 通过自身逻辑直接控制部分重要设备,同时通过 DCS 系统的通信或开关量输出模块作用于其他子系统,完成全部停炉、停机任务。

为保证 MFT 发生后相关设备动作的可靠性,在 FSSS 系统中一般配置 MFT 跳闸专用继电器。该继电器一般采用全厂直流电源系统供电,并进行供电电源监视,以防止失电拒动。MFT 跳闸继电器接受 2~3 路来自开关量输出模块的 MFT 信号和 1 路来自 MFT 跳闸按钮的节点信号,当两者中的任一信号有效,MFT 跳闸继电器动作,并输出多个节点通过硬接线方式直接控制相关设备。主要包括:

- (1) 关闭所有暖炉燃料设备,禁止暖炉燃料进入炉膛。
- (2) 停止所有磨煤机、给煤机等煤燃料设备,禁止煤粉进入炉膛。
- (3) 停止一次风机。
- (4) 跳闸汽轮机等。

## 3.2 燃油控制逻辑

燃用煤粉的锅炉,在点火、暖炉启动和低负荷运行时,通常采用轻柴油作为暖炉燃料,以利于点火、助燃和稳定煤粉燃烧器之用。油燃烧器的相关设备的启/停控制,则由 FSSS 系统的燃油控制逻辑来进行控制。燃油控制逻辑的主



要功能如下:

- (1) 油燃烧器的启/停控制。
- (2) 油枪的吹扫控制。
- (3) 油层的启/停控制。
- (4) 燃油跳闸逻辑。

### 3.2.1 油燃烧器的启/停控制

油燃烧器一般包括油枪、点火器、三用阀(也可配油角阀和雾化阀)及火焰检测器。在油燃烧器启/停过程中,这些设备的动作顺序性很强且不可改变,否则会威胁锅炉的安全,从安全角度出发,设计中不设单设备操作站。另外,如果启/停过程中某步的执行动作未在预定的时间内完成,后续的步骤将不能进行,而且出现油燃烧器的跳闸信号、关闭三用阀、退出点火器。

(1) 油燃烧器的启动允许条件如下:

- 1) 油点火允许条件有效。
- 2) 雾化条件满足。
- 3) 火焰检测器未检测到火焰信号等。

(2) 油燃烧器的启动过程如下:

1) 首先发出推进油枪指令(如果油枪已在进位,自动进入下一步),如果在规定的时间内无油枪“进到位”信号返回,逻辑产生进枪失败信号。

2) 油枪推进到位后,进枪指令消失,油枪保持进位,逻辑自动发出推进点火器指令。如果在预定时间内无点火器“进到位”信号返回,则逻辑产生进点火器失败信号。

3) 当点火器进到位后,点火器开始打火,同时发出开三用阀指令。如果在预定时间内仍无三用阀“开到位”信号,则逻辑产生打开三用阀失败信号,关闭三用阀,点火器停止打火并退出。

4) 当三用阀已打开并且已检测到火焰,说明该燃烧器已处于运行状态,点火器停止打火并退出。如果在规定时间内不能检测到火焰,说明点火失败,逻辑产生油燃烧器跳闸信号,同时关闭三用阀,点火器停止打火并退出。

(3) 停油燃烧器。正常停油燃烧器时,该油燃烧器先由运行状态转为吹扫状态,即三用阀由开状态转为吹扫位,点火器推进并打火引燃油枪内残留的燃料。待油枪吹扫完毕后,关闭三用阀,点火器停止打火并退出,油枪退出,油燃烧器停止过程结束。

当油燃烧器跳闸时,三用阀关闭,不进行油枪吹扫。

### 3.2.2 油枪的吹扫控制

在燃煤机组中,油燃烧器的使用时间与机组的运行时间相比较少,一般只在锅炉点火启动或低负荷助燃时使用。为了油枪自身的清洁,一般在停油燃烧器的过程中,对油枪进行自动吹扫,将残留在枪体内的油吹入炉膛引燃,并将油枪退出炉膛。油枪的吹扫逻辑就是为此项工作而设计的逻辑。

油枪的吹扫一般有两种途径:自动吹扫油枪和手动吹扫油枪。

(1) 自动吹扫油枪。当程序停油燃烧器或油层时,正常情况下自动完成对油枪的吹扫,并在吹扫完成后,油枪自动退出炉膛。

(2) 手动吹扫油枪。当油燃烧器跳闸或紧急停时,不对油枪进行自动吹扫;当正常停油枪时,如果油枪吹扫允许条件不满足,也不对油枪进行自动吹扫。对于已停运但未进行吹扫的油枪,在油枪吹扫条件满足的时候,可以对油枪进行手动吹扫。

(3) 油枪吹扫允许条件。以下几个条件均满足时,油枪吹扫允许条件有效:

- 1) 该油燃烧器无跳闸信号。
- 2) 该油燃烧器运行过并未进行油枪吹扫。
- 3) 炉膛点火允许。
- 4) 油枪进到位。

当油枪吹扫允许条件满足时,通过自动吹扫油枪或手动吹扫油枪指令,实现油枪吹扫,即:首先推进高能点火器,并在高能点火器推进到位后打火;将三用阀置吹扫位或打开吹扫阀;保持吹扫状态 30s,停止打火,退出高能点火器,关三用阀或吹扫阀,退油枪,油枪吹扫完毕。

(4) 中断油枪吹扫过程。当油枪在吹扫过程中,出现如下条件时,将中断油枪吹扫过程:

- 1) 三用阀吹扫位(或吹扫阀开位)失败。
- 2) 高能点火器进到位失败。
- 3) 吹扫过程油枪进到位信号消失。
- 4) MFT 动作。
- 5) 雾化介质条件不满足。
- 6) 该油燃烧器跳闸。
- 7) 停油枪吹扫操作。

### 3.2.3 油层的启/停控制

油层的启/停控制是指油层所含多个燃烧器的顺序控制。对于四角喷燃锅炉,每个油层包含 4 个油燃烧器。油层控制包括油层启动、油层停运、油层跳闸逻辑和跳闸首出逻辑。

油层启动程序按照 1 号、3 号、2 号和 4 号角顺序启动各油燃烧器,中间有一定的时间间隔。如果该油层中已有油燃烧器在运行或点火条件不满足,则启动程序自动进入下一油燃烧器的启动。当该油层中的 4 个油燃烧器已有 3 只运行,将认为该油层运行。

油层停止程序按照 4 号、2 号、3 号和 1 号角顺序停止各油燃烧器,中间有一定的时间间隔。如果该油层中已有油燃烧器处于停运状态,则程序停止程序自动进入下一油燃烧器的停控制。

当下列条件之一发生时,油层将跳闸:

- (1) 紧急停油层按钮操作。
- (2) MFT 条件产生。
- (3) 燃油母管上燃油速断阀关闭。
- (4) 程序投入油层完成时,本层少于 3 个油燃烧器运行。

### 3.2.4 燃油跳闸逻辑

燃油跳闸逻辑包含油燃烧器跳闸逻辑和油层跳闸逻辑。

(1) 油燃烧器跳闸逻辑。油燃烧器的跳闸逻辑是一种油燃烧器快速停逻辑。当油燃烧器在启/停过程或运行中,燃烧器出现非正常工况时,燃油控制逻辑将快速切除该油燃烧器,同时该油燃烧器出现跳闸状态。

引起油燃烧器跳闸的条件如下:

- 1) 油枪进位失败。
- 2) 点火器故障。
- 3) 火焰信号消失。
- 4) 油阀开失败。
- 5) DCS 系统硬件故障。

(2) 油层跳闸逻辑。机组在正常运行过程中,如果遇到紧急情况需要迅速切断全部油燃料或部分油燃料,可以采用跳闸油层的方式实现。当出现油层跳闸时,逻辑迅速跳闸本油层非停运油燃烧器,关油阀且不进行油枪吹扫。

当下列信号之一产生时,将产生油层跳闸:

- 1) 按下紧急停油层按钮。
- 2) MFT 动作。
- 3) 燃油母管速断阀关闭。

4) 油层启动过程中, 出现跳闸的燃烧器数量超过一个。

燃油跳闸逻辑是 FSSS 系统中很重要的部分, 该逻辑设计合理, 不仅可以保证锅炉的安全, 而且可以充分利用先进的分散控制系统, 准确分析跳闸原因, 快速排除跳闸故障, 大大节省机组启动时间。目前, 在油燃烧器和油层跳闸逻辑中, 较多地考虑了油燃烧器的非正常工况, 而且对跳闸原因采用首出记忆逻辑。

### 3.3 燃煤控制逻辑

燃煤控制逻辑完成各制粉系统的投入、切除操作, 并在正常运行时密切监视各煤层的重要参数, 必要时切断进入炉膛的煤粉, 以保证炉膛安全。目前大型火电机组的制粉系统以直吹式为多, 因此本节描述的控制逻辑以直吹式中速磨煤机制粉系统为基础。对于每个煤层控制的主要设备有磨煤机、给煤机、磨煤机密封风机、密封风挡板、磨煤机润滑油站 (包括油泵及加热器等)、磨煤机进口 (一次风) 快关挡板、磨煤机出口门、给煤机煤闸门、磨煤机热风隔绝门、惰化蒸汽门等。

燃煤控制逻辑的主要功能如下:

- (1) 煤层各设备的启/停控制。
- (2) 煤层程序启/停控制。
- (3) 煤层跳闸及首出记忆逻辑。

#### 3.3.1 煤层各设备的启/停控制

煤层控制逻辑有两种方式, 一种是根据需要单独启/停某一设备, 即手动方式; 另一种是运行人员只发出一条启/停该煤层指令, 煤层所辖的设备动作按程序自动完成。

在手动方式下, 运行人员的职责是在适当时间发出启/停设备指令, 并对燃料和风系统中由模拟量调节的设备进行控制。煤层各设备在手动控制方式也包含基本的连锁、跳闸保护等功能, 即对煤层任何设备进行启/停控制时都是有条件的, 并且在设备运行中若存在危及安全的工况发生时, 发出跳闸该设备指令。

(1) 磨煤机的控制。以下条件全部满足时, 磨煤机启动允许条件成立:

- 1) MFT 已复位。
- 2) 炉膛点火允许。
- 3) 煤层点火允许。
- 4) 磨煤机密封风/一次风差压合适。
- 5) 二次风温大于设定值。
- 6) 磨煤机出口温度合适。
- 7) 无煤层跳闸信号。
- 8) 磨煤机出口门已开。
- 9) 磨煤机热风隔绝门已开。
- 10) 给煤机煤闸门已开。
- 11) 磨煤机润滑油条件满足。
- 12) 一次风建立。
- 13) 煤层点火能量满足。

当磨煤机启动允许条件满足后, 可以通过运行人员手动启动或通过该煤层的顺序启动指令 (自动) 启动磨煤机。

以下任一情况出现时, 煤层控制逻辑发出停止磨煤机指令:

- 1) 运行人员停止磨煤机指令。
- 2) 制粉系统顺控切除煤层停止磨煤机指令。
- 3) 煤层跳闸信号。

(2) 给煤机的控制。以下条件全部满足时, 给煤机启动允许条件成立:

- 1) MFT 已复位。
- 2) 炉膛点火允许。
- 3) 煤层点火允许。
- 4) 给煤机转速在最小。
- 5) 磨煤机已运行。
- 6) 磨煤机出口温度小于设定值。
- 7) 无煤层跳闸信号。

当给煤机启动允许条件满足后, 可以通过运行人员手动启动或通过该煤层的顺序启动指令 (自动) 启动给煤机。

以下任一情况出现, 煤层控制逻辑发出停止给煤机指令:

- 1) 运行人员停止给煤机指令。
- 2) 制粉系统顺控切除来停止给煤机指令。
- 3) 煤层跳闸信号。

#### 3.3.2 煤层程序启/停控制

当选择了自动启动煤层方式, 煤层启动程序投入运行, 启动步骤如下。

- 步骤一。条件: 煤层点火能量满足。  
指令: 启动磨煤机主润滑油泵。
- 步骤二。条件: 磨煤机 1 号或 2 号润滑油泵已启;  
磨煤机润滑油条件满足;  
煤层点火能量满足。  
指令: 启动磨煤机密封风机;  
打开给煤机煤闸门。
- 步骤三。条件: 磨煤机密封风机运行;  
给煤机煤闸门已开;  
磨煤机密封风/一次风差压合适。  
指令: 打开给煤机密封调节挡板 (至 MCS)。
- 步骤四。条件: 给煤机密封挡板开度大于 80%。  
指令: 打开磨煤机出口隔绝门。
- 步骤五。条件: 磨煤机出口隔绝门已开。  
指令: 打开磨煤机进口 (一次风) 快关挡板。
- 步骤六。条件: 磨煤机进口 (一次风) 快关挡板已开。  
指令: 打开磨煤机热风隔绝门。
- 步骤七。条件: 磨煤机热风隔绝门已开。  
指令: 打开磨煤机热风调节门 (至 MCS)。
- 步骤八。条件: 磨煤机出口温度大于温度设定值;  
磨煤机启动允许。  
指令: 启动磨煤机;  
置给煤机转速最小 (至 MCS)。
- 步骤九。条件: 磨煤机运行;  
给煤机转速最小。  
指令: 启动给煤机。
- 步骤十。条件: 给煤机运行。  
指令: 顺控投入完成。

以下三个条件全部满足, 认为该煤层投运:

- (1) 磨煤机运行。
  - (2) 给煤机运行达 2min。
  - (3) 煤层 4 个角中有任意 3 个角有煤火焰。
- 以下任一条件满足, 失去煤层投运信号:

- (1) MFT 跳闸。
- (2) 煤层跳闸信号。
- (3) 磨煤机停运。
- (4) 给煤机停运。

当选择了自动切除煤层方式, 煤层切除程序投入运行, 步骤如下:



- 步骤一。指令：置给煤机转速最小（至 MCS）。
- 步骤二。条件：给煤机转速最小。  
指令：关闭磨煤机热风隔绝门。
- 步骤三。条件：磨煤机热风隔绝门已关。  
指令：关闭磨煤机热风调节门（至 MCS）。
- 步骤四。条件：磨煤机出口温度小于设定值。  
指令：停止给煤机。
- 步骤五。条件：给煤机停运。  
指令：停止磨煤机。
- 步骤六。条件：磨煤机停运；  
磨煤机出口温度小于设定值。  
指令：关闭磨煤机进口（一次风）快关挡板；  
关闭磨煤机出口隔绝门；  
关闭给煤机煤闸门。
- 步骤七。条件：磨煤机热风隔绝门已关；  
磨煤机进口（一次风）快关挡板已关；  
磨煤机出口隔绝门已关；  
给煤机煤闸门已关（4个条件同时满足达 30min）。  
指令：停止磨煤机密封风机。
- 步骤八。条件：磨煤机密封风机已停。  
指令：顺控切除完成。

### 3.3.3 煤层跳闸及首出记忆逻辑

以下任一条件满足，产生煤层跳闸信号：

- (1) MFT 跳闸。
- (2) 磨煤机运行且失去两台一次风机。
- (3) RB 跳煤层。
- (4) 给煤机运行且磨煤机未运行。
- (5) 给煤机运行且煤层一次风量低。
- (6) 磨煤机运行、煤层未投运且煤层点火能量不满足。
- (7) 磨煤机运行且磨煤机出口门已关。
- (8) 磨煤机、给煤机运行，给煤机断煤。
- (9) 磨煤机密封风/一次风差压低。
- (10) 磨煤机出口温度高。
- (11) 磨煤机润滑油系统故障。
- (12) 运行人员紧急跳闸煤层。

由于煤层跳闸后，产生跳闸的信号会消失，而且新的跳闸条件会满足，因此为分析事故原因的方便，在煤层控制逻辑中应设计煤层跳闸首出原因逻辑，即首出记忆逻辑。当磨煤机启动时，首出记忆自动复位。

## 4 FSSS 应用中的几个问题

FSSS 是现代大型火电机组锅炉必须具备的一种监控系统，是保障电站锅炉安全运行的重要控制系统。其设计时应遵循锅炉安全运行的原则，在应用时要注意一些问题。

### 4.1 关于误动和拒动的原则

FSSS 的逻辑设计大都将安全放在首位，一般遵循“宁可误动，不可拒动”的原则。一次拒动可能引起锅炉爆燃，严重威胁设备及人身安全，后果是非常严重的。

#### 4.1.1 失去火焰的保护

在大型燃煤锅炉运行中，普遍存在火焰检测装置的检测效果不佳，影响了 FSSS 系统失去火焰保护功能的投入。为减少由于火焰检测装置的“漏检”而发生的锅炉跳闸，某些电厂采取了一些非正常手段，削弱或取消了 FSSS 系统的失去火焰保护功能。

目前火焰检测装置对设备的安装位置要求较高，如果安装角度偏差较大，在机组运行中易出现火焰的“漏检”或“偷看”，因此正确安装是火焰检测装置正常工作的基础。另外，火焰检测装置受机组的负荷变化、燃烧状况等诸多因素的影响，需要在调试工作中反复调整，才能提高检测信号的准确性。因此，需在安装环节和调试环节做大量细致的工作，才能提高火焰检测装置检测的准确性，保证 FSSS 保护功能的正常投入，避免恶性事件的发生。

#### 4.1.2 FSSS 机柜失电保护

对于目前我国运行的电站锅炉，FSSS 中的 MFT（总燃料跳闸）大都设计有专门的跳闸硬继电器，MFT 继电器的动作在很多电厂采用失电跳闸的原则设计。正常运行时 MFT 继电器的复位线圈常带电，当 MFT 继电器复位线圈失电时，MFT 继电器动作，锅炉跳闸，这就是遵循“宁可误动，不可拒动”的原则设计的。可能由于供电故障或 DCS 组件故障（锅炉燃烧是稳定的）会引起锅炉 MFT，引起误动，但这种设计最大限度的避免了锅炉出现危险工况时不能跳闸 MFT 的可能性。DCS 的供电都为独立的两路，DCS 技术也日趋成熟，MFT 继电器供电故障的可能性也大大降低，因此采用这种方式设计是保障锅炉安全运行的措施之一。

### 4.2 防止锅炉爆燃的原则

锅炉爆燃必须满足以下三个条件：

- (1) 炉膛或烟道内有燃料和助燃空气积存。
- (2) 积存的燃料和空气混合物是爆炸性的（达到一定的浓度）。
- (3) 具有足够的点火能源。

当三个条件任意一个不存在时，就不可能发生锅炉爆燃。所谓爆炸性混合物就是可以点燃的混合物，在锅炉点火时可燃混合物以及足够点火能源两条件是很容易满足的，所以必须设法防止可燃混合物在炉膛或烟道中积存。因此，FSSS 在设计及运行中，一定要坚持一个重要原则，即：进入炉膛的燃料必须立即着火燃烧，如果有燃料进入炉膛未能燃烧或充分燃烧，必须及时切除此路燃料。

为了防止燃料在炉膛或烟道内积存，FSSS 设计有油母管泄漏试验及炉膛吹扫，这是防止燃料在炉膛积存的有效方法。因此在锅炉点火前，一定要确保燃油泄漏试验成功，一定要确保吹扫程序自动完成。当然，吹扫时一定要满足所有的吹扫条件。吹扫条件中特别注意以下三类条件：

- (1) 吹扫时所有进入炉膛的燃料通道被切断（所有油角阀全关，所有磨煤机、给煤机或排粉机、给粉机停运）。
- (2) 满足一定的吹扫风量（FSSS 规程推荐为 30% 额定风量以上）。
- (3) 达到一定的吹扫时间（FSSS 规程推荐为，300MW 机组为 5min，600MW 以上机组为 5~10min）。

对于油燃烧器及煤粉燃烧器，要防止燃料进入炉膛未燃烧，当火检未检测到火焰时，切除燃烧器。当煤粉燃烧器的各角有部分燃烧器未检测到火焰，但失去火焰的角又未达到跳闸数量时，运行人员应特别注意监视锅炉的燃烧状况，热控人员也应及时对火焰检测器进行必要的检查。现在很多锅炉配置有风粉在线监测装置，另外还有火焰电视，这些都是监视炉膛燃烧状况的辅助方法。

燃烧的稳定性也会影响炉膛压力的变化，注意观察炉膛压力的变化，特别是炉膛压力急剧变化时应考虑是否燃烧不稳定。



### 4.3 FSSS 与其他各系统的信号交换原则

总燃料跳闸 (MFT) 是 FSSS 中的核心内容。许多 MFT 的条件是从 DCS 其他系统来的, 根据不同类型的机组, MFT 的条件通常如下:

- (1) 汽包水位高。
- (2) 汽包水位低。
- (3) 风量低。
- (4) 汽轮机跳闸。
- (5) 发电机故障。
- (6) 并网开关断开。
- (7) 旁路切除。
- (8) 主蒸汽温度低。
- (9) 主蒸汽压力低。
- (10) 送风机全停。
- (11) 引风机全停。
- (12) 空气预热器全停。
- (13) 炉水泵全停。

对于上述信号, FSSS 规程明确要求硬接线方式。在设计时, 可以采用通信及硬接线方式共用的方式, 即采用通信信号, 又采用硬接线信号, 它们之间为“或”的关系。这样即能比规程要求更高, 同时也能防止硬接线出现故障时保护误动。

对于以下几个条件, 建议采用三取二的方式, 以提高硬接线方式的可靠性。

- (1) 炉膛压力高。
- (2) 炉膛压力低。
- (3) 汽包水位高。
- (4) 汽包水位低。
- (5) 汽轮机跳闸。
- (6) 发电机故障。
- (7) 并网开关断开。

对于炉膛压力的控制及保护, 应坚持采用两套独立的测量系统。MCS 控制炉膛压力, 采用三个变送器, 变送器的量程一般不超过  $-500 \sim 500\text{Pa}$ , 这是基于测量精度的考虑。对于 FSSS 中的炉膛压力高、低保护, 一般各采用三个压力开关, 三取二后产生保护信号。炉膛压力的定值大约在  $+2000\text{Pa}$  及  $-2000\text{Pa}$  左右, 采用压力开关更可靠。如果炉膛压力不采用压力开关, 而只采用压力变送器, 则压力变送器的量程要超过  $-2000 \sim 2000\text{Pa}$ , 这样会影响 MCS 调节的精度, 同时当炉膛压力急剧变化时, 也会影响到保护的快速性。

### 4.4 关于延时点火

在 FSSS 规程中, 延时点火包含以下两层含义。

- (1) MFT 复位后, 多次点火失败 (推荐为 3~5 次)。
- (2) MFT 复位后, 一定时间内炉膛未建立火焰 (推荐为 10min)。

MFT 复位后, 运行人员可以开始点火了, 当第一支油燃烧器点火失败后, FSSS 会中断 1min 的点火允许信号, 这 1min 之内不允许有任何燃烧器进行点火操作, 当连续多次点火失败后 MFT 发生; 如果 MFT 复位后一段时间里炉膛未有燃烧器投运, MFT 也会发生。

如果首次点火失败就产生 MFT, 可能会造成 MFT 频繁动作, 如果 MFT 复位后长时间锅炉无燃烧器投入, 可能造成部分燃料泄漏进入炉膛。因此, 在 FSSS 设计应严格按

照规程, 运行人员操作时也要严格按照 FSSS 程序进行, 不能为了缩短锅炉点火时间而违反延时点火的规定。

### 4.5 关于点火能量

磨煤机点火能量的判断建议按照以下原则设计。

- (1) 对应油燃烧器层投运时, 可以投入磨煤机。
- (2) 对于四角切圆燃烧及对冲燃烧锅炉, 相邻磨煤机运行且满足一定的负荷时, 可以投入磨煤机。
- (3) 锅炉的负荷达到一定值后 ( $60\% \sim 80\%$ ), 可以投入任一磨煤机。

在实际运行中, 运行人员应避免根据自己的经验来确定磨煤机的点火能量, 应严格按照 FSSS 的程序执行。特别应注意 50% 负荷时的点火能量判断, 因为这个负荷段时, 锅炉的燃烧火球并没有占据整个炉膛, 如果随意投入磨煤机, 可能造成燃烧不充分, 时间长了会有锅炉爆燃的危险。

### 4.6 RUN BACK (RB)

RUN BACK 即机组辅机故障减负荷, 它是为了保证机组负荷指令在任何时候都不超过机组负荷能力。一旦机组负荷指令超过机组负荷能力, 则快速减少进入炉膛的燃料量, 直至机组负荷指令小于或等于机组负荷能力。

引发 RB 的辅机有:

- (1) 空气预热器。
- (2) 送风机。
- (3) 引风机。
- (4) 一次风机。
- (5) 给水泵。

RB 发生后, FSSS 要根据引发 RB 的条件切除部分煤粉燃烧器, 同时投入一层或多层油燃烧器。

当前 600MW 机组大多配置六台磨煤机。

对于空气预热器、送风机、引风机及一次风机 RB, 建议保留三台磨煤机, 同时投入一层油燃烧器, 切除磨煤机及投入油燃烧器的顺序应视以下燃烧方式而定。

(1) 对于四角切圆燃烧方式, 按照从上向下的原则切除磨煤机, 磨煤机的停运间隔建议为 5~10s, 主要应保证一次风机的母管压力及炉膛压力的稳定, 优先投入最下层运行磨煤机对应的油燃烧器。

(2) 对于对冲燃烧方式, 按照前墙及后墙从上向下的原则切除, 保留前墙一台磨煤机、后墙两台磨煤机, 或者前墙两台磨煤机、后墙一台磨煤机, 优先投入保留两台磨煤机侧的最下层油燃烧器。

(3) 对于 W 型火焰锅炉, 按照从外向内的原则切除, 保留中间的磨煤机运行, 同时投入中间运行磨煤机对应的油燃烧器。

对于给水泵 RB, 应根据给水泵的容量确定磨煤机的切除及油燃烧器的投运顺序。如果配置两台 50% 汽动给水泵及一台 50% 电动给水泵, 磨煤机的切除数量、顺序及油燃烧器的投入与上述其他辅机 RB 相同。

如果配置两台 50% 汽动给水泵及一台 30% 电动给水泵, 给水泵 RB 建议按照以下方式设计。

(1) 机组 65% 负荷以上, 两台汽动给水泵运行时跳闸其中一台, 电动给水泵连锁启动成功, 发生给水泵 60% RB, 减负荷至 60% 负荷, 保留四台磨煤机, 投入一层油燃烧器。

(2) 机组 55% 负荷以上, 两台汽动给水泵运行时跳闸其中一台, 电动给水泵连锁不成功, 发生给水泵 50% RB, 减负荷至 50% 负荷, 保留三台磨煤机, 投入一层油燃烧器。

(3) 机组 35% 负荷以上, 两台汽动给水泵全部跳闸, 只有电动给水泵运行, 发生给水泵 30%RB, 减负荷至 30% 负荷, 保留两台磨煤机, 投入二层油燃烧器。

FSSS 是锅炉安全运行的保障, 是运行人员掌握锅炉燃

烧状况的主要途径, 在机组运行及日常维护中, 注意 FSSS 供电正常、机柜工作正常、控制器及组件正常, 确保硬件的可靠性。其次, 运行操作要严格按照 FSSS 逻辑执行, 不能随意降低要求。对于故障隐患, 要及时排除。

## 第6章 顺序控制

顺序控制是按照规定的时间或逻辑顺序,对工艺系统各相关设备进行一系列操作的控制方法,属开关量控制。顺序控制由多个步序组成,后面的步序执行取决于前面步序的执行结果或生产过程中某些条件的满足。

在火电厂中,顺序控制系统是一个应用范围广、控制设备多、控制逻辑繁杂的系统,它完成机组的单个设备的启(开)/停(关)等控制,同时可以实现诸多相关设备按指定的顺序进行程序启/停控制。火电厂中的主辅机启/停、吹灰控制、除灰除渣控制、输煤控制、化学水处理等生产过程都需要顺序控制。顺序控制系统控制的设备有泵、风机、电动机、挡板、电动门、电磁阀、加热器等。对于每一个设备,它们的状态、启(开)允许条件、停(关)允许条件、操作顺序和运行方式,都应在系统监控画面上显示出来。

### 1 火电机组顺序控制系统

火电集散控制系统中的机组顺序控制系统(SCS)一般包括锅炉、汽轮机、发电机及公用系统的主要辅机设备的顺序控制、连锁、保护和操作功能。按照控制范围可分为设备驱动级、功能子组级、功能组级和单元机组的自启/停控制。目前,大型火电机组顺序控制系统(SCS)的功能主要用于断续生产过程,一般是实现分散控制系统(DCS)的重要组成部分。大型机组中SCS以设备驱动级、功能子组级控制为主。如果主、辅机设备可控性较好且机组运行管理需要,可增设功能组级和单元机组的自启/停控制。

火电机组顺序控制系统设计是按照生产工艺过程规定的顺序(条件顺序、动作顺序或时间顺序)对火电机组的辅机及辅助系统自动进行,按照生产工艺规定的顺序(输入信号条件顺序、动作顺序或时间顺序)实现启动或停止过程的控制系统,从而减少了操作人员的手动介入,降低了操作人员的劳动强度和误操作风险。对于每一个功能子组的相关设备、操作方式、许可条件等均应在操作界面上显示,并有操作指导。设备状态随反馈信号在操作界面上应以不同的颜色显示。运行人员在许可的条件下可手动操作每一个被控设备,被控设备能同时接受顺控指令和手动指令。出现任何故障时,系统应处于安全状态并在操作界面上显示故障内容。

#### 1.1 单元机组的自启/停控制

单元机组的自启/停控制是按照机组的启/停操作规律实现包括锅炉、汽轮机、发电机及相应辅助系统和设备自动启动和停止的控制过程。它是火力发电厂自动化水平较高的一种控制方式。自启动控制过程一般是锅炉从通风开始,包括炉膛吹扫、点火、升压、投煤,汽轮发电机组从抽真空开始,包括自动投入主凝结水系统、润滑油系统,以及汽轮机冲转、升速,发电机同期并网直至带满负荷。在实际工程设计中,为保证启/停过程的系统和设备安全,仍需必要的人工干预,即设置一定数量的程序“断点”,当机组启/停程序执行至某一事先设定的状态时,顺序控制程序自动处于等待状态,经运行人员确认后才能继续其后续过程。

#### 1.2 功能组级控制

功能组级控制是一种以某一工艺过程为主,包含有关设备在内的顺序控制。功能组级控制的特点是把工艺流程相互联系,并且具有顺序性控制特征的设备群作为一个整体来控制。例如:在锅炉的控制中,可以将送风机及相关设备(包括油泵、挡板等)、引风机及相关设备、空气预热器及相关设备,以及烟气通道上的联络挡板等组合在一起,成为一个烟风系统功能组,根据工艺要求,按顺序自动控制该功能组内的设备。

功能组控制设计遵循下列原则:

- (1) 功能组控制程序在操作员站由人工指令启动。
- (2) 功能组控制根据工艺系统特点和需要设置“断点”。在程序序列的“断点”处,由人工确定程序是否执行。“断点”设在工艺系统能稳定运行的步序上。
- (3) 程序启动后,程序的每一步,都自动检查执行本步所需的条件,如果条件不具备,向操作员发出提示信号。
- (4) 在操作员站上显示功能组控制的有关信息,包括执行步序、步序计时、执行情况等。

#### 1.3 功能子组级控制

一个比较大的工艺系统可以按控制功能分解为若干个独立过程(功能子组)进行分别控制。功能子组常以一个重要辅机为中心或一些相关设备组成的完成某些功能的设备组合,这些设备之间有连锁控制关系,包括其辅助设备和关联设备组成一个相对独立的小系统,实现顺序控制。例如:送风机启/停功能子组的顺序控制包括送风机及其入口挡板、出口挡板、油站等设备的控制,在启/停该功能子组的指令发出后,系统将按照预定的顺序,依次自动控制辅助设备和主设备。

操作员能通过操作员站对功能子组进行如下操作:

- (1) 顺序启动(投入)和顺序停止(切除)控制。
- (2) 主、备用设备预选。
- (3) 主、备用设备连锁启动或停止。

##### 1.3.1 顺控步序

- (1) 顺序控制的投入。

功能:使顺序控制步序开始运行,功能子组所包含的设备,按预先设计的顺序逐步投运或停止。

方式:

- 1) 运行人员在操作画面上手动投入。
- 2) 由上一级(功能组)控制发给功能子组级的顺序控制启/停指令。
- 3) 按预先设计的逻辑,自动投入顺序控制。

- (2) 顺序控制的暂停。

功能:在步序进行到任何时刻,运行人员可以手动暂停顺序控制步序,检查相关设备状态,并进行相应处理。根据需要,可以继续或终止顺序控制步序。

方式:运行人员在操作画面上操作。

- (3) 顺序控制的终止(停止)。



功能：在步序进行到任何时刻，手动使步序复位。步序复位后，再次投入时从第一步重新开始。

方式：运行人员在操作画面上操作。

(4) 步序失败。因步序继续条件不满足而导致步序超时，则产生步序失败信号，程序复位。同时操作画面上报警显示“故障”。

(5) 步序完成。整个顺序控制过程全部完成时，自动复位，进入初始状态，准备程序下一次的“投入”。

### 1.3.2 主、备用设备的预选和连锁启/停

(1) 顺控设备预选及连锁。对于有备用功能双冗余的设备，可预选一台为主设备，另一台为备用设备。在顺控投入过程中自动启动主设备，如主设备启动失败，则自动连锁启动备用设备。

预选方式：运行人员在顺控操作画面上选择主设备。

(2) 备用连锁。当备用连锁功能投入后，主设备的状态受到监视，主设备停运或出现联动条件时，备用设备自动启动。

### 1.3.3 连锁功能

在机组运行过程中，一方面要求控制的自动化水平要高，另一方面需要有较灵活的操作和运行方式，因此在顺序控制系统中设计了部分设备的“连锁投入”和“连锁切除”功能。当“连锁投入”时，相关设备根据逻辑自动完成特定工况下的启/停或开/关操作；当“连锁切除”时，自动控制逻辑失效，允许运行人员进行单独操作。例如：汽轮机疏水阀“连锁投入”时，各段抽汽的疏水阀门将根据机组负荷的变化自动开启或关闭；汽轮机疏水阀“连锁解除”时，各疏水阀门的开/关控制由运行人员完成。

操作方式：运行人员在操作员站上进行“连锁投入”和“连锁解除”的选择。

## 1.4 设备驱动级控制

设备驱动级控制是顺序控制的基础级，直接控制着每个要操作的对象。设备驱动级的控制是一种一对一的操作，即一个启/停或开/关操作指令对应于一个驱动装置。驱动级控制的设备有泵、风机、加热器、电动门、挡板、电磁阀等。在操作员站上应能显示控制设备所必需的信息，如设备的“已启”（“已开”）、“已停”（“已关”）、“正在开”、“正在关”、“启（开）允许”、“停（关）允许”、“故障”等。

设备驱动级的操作方式一般有以下两种：

(1) 由功能子组的顺序控制指令，或由自动逻辑产生的自动指令来自动操作设备的启（开）、停（关），不需人工干预。

(2) 通过操作员站手动操作设备的启（开）、停（关）。

### 1.4.1 设备驱动级的功能

设备驱动级根据本设备的状态、相关设备的状态以及运行需要，确定是（能）否对本设备进行操作。

设备驱动级的输入信号包括：

(1) 启动（开）允许。根据相关设备的状态以及机组的整体情况，产生本设备的“启动（开）允许”条件信号，只有该允许条件满足时，运行人员的启动（开）该设备和自动启动（开）该设备的指令才能发挥作用。

(2) 停止（关）允许。根据相关设备的状态以及机组的整体情况，产生本设备的“停止（关）允许”条件信号，只有该允许条件满足时，运行人员的停止（关）操作和自动停止（关）的指令才能发挥作用。

(3) 保护连锁。该信号具有最高优先级，当“保护连

锁”信号出现时，无论“允许”条件是否满足，都将产生保护“启动（开）”或保护“停止（关）”动作。

(4) 自动启动（开）和自动停止（关）。收到顺序控制步序和自动连锁逻辑的启动（开）和停止（关）信号，且“允许”条件满足时，设备驱动级将产生启动（开）和停止（关）指令。

(5) 状态反馈。设备状态反馈信号是设备控制的基础。已启（开）、已停（关）、正在开、正在关、故障等信息首先送到设备驱动级，并以通信的方式传送至操作员站，在操作画面上显示设备的状态信息。

设备驱动级的输出信号主要包括设备的控制信号与需要显示的状态信息。

### 1.4.2 控制设备的类型

在火电机组中，与顺序控制系统相关的设备有以下几种：

(1) 泵与风机类。泵与风机类的主要控制对象为电动机，设备启/停快，并具有独立的电气控制回路。其控制特点如下：

1) 每个设备具有独立的启/停控制输出信号，并以脉冲方式通过控制电气回路来控制现场设备的启/停。

2) 当设备的“控制指令”和“状态反馈”不匹配时，产生故障信号，并送至操作员站用于报警显示。

3) 重要辅机设备均应设计跳闸首出记忆功能，以便于设备跳闸原因分析。

(2) 加热器类。加热器类的控制对象一般为油箱加热器，设备启/停快，并具有独立的电气控制回路。其控制特点如下：

1) 每个设备具有独立的启/停控制输出信号，并以脉冲方式通过控制电气回路来控制现场设备的启/停。

2) 当设备的“控制指令”和“状态反馈”不匹配时，产生故障信号，并送至操作员站用于报警显示。

3) 通常以油箱温度作为设备自动启/停控制的依据。

(3) 电动阀门类。电动阀门类的控制对象为安装在工艺管道上的电动阀门，根据阀门大小及结构的不同，设备动作时间差别较大。每个设备具有独立的电气控制回路。其控制特点如下：

1) 多数设备具有独立的开/关控制输出信号，并以脉冲方式通过控制电气回路来控制现场设备的开/关。

2) 监视“开”过程和“关”过程时间，当设备动作过程超过预定时间时，设备驱动级向操作员站送出故障信号用于报警显示。

3) 少数阀门需要具有中间停的功能，该类电动阀门通过采用“持续”的开/关控制信号或增加“停”的控制信号实现。

(4) 电磁阀类。在实际工程应用中，电磁阀主要有单线圈电磁阀和双线圈电磁阀两种。

对于双线圈电磁阀：

1) 设备具有独立的开/关控制输出信号，并以持续信号实现设备控制，当设备动作到位后解除控制指令。

2) 监视“开”过程和“关”过程时间，当设备动作过程超过预定时间时，发出故障信号，并向操作员站送出故障信号用于报警显示。

对于单线圈电磁阀：

1) 控制指令只有一个，且为持续信号，有带电开和带电关两种控制方式。

2) 监视“开”过程和“关”过程时间，当设备动作过

程超过预定时间时,向操作员站送出故障信号用于报警显示。

### 1.5 设备保护和闭锁

设备保护和闭锁是为了预防事故的发生和发展。顺序控制系统中设备的保护和闭锁包含在其控制逻辑中,即在辅机设备启(停)、开(关)的控制逻辑中,包括保护和闭锁功能。而锅炉和汽轮机等主机设备的保护则一般由独立的保护系统(保护功能)完成。

辅机设备保护和闭锁的设计遵循下列原则:

(1) 闭锁的主要作用是防止和减少产生不安全工况,即防止执行不安全操作。在驱动级、功能子组级、功能组级均根据运行要求设置闭锁(或引入“允许条件”作为工艺闭锁)。

(2) 保护是当在危及人身安全和设备安全的异常情况出现时,自动切除设备或自动投入设备。保护信号在驱动级中引入,直接作用于跳闸驱动装置或自动启动设备。保护信号具有最高的优先级。

(3) 保护信号与闭锁信号一般不能在操作员站上切除,应是经常有效的。

(4) 电动机的电气保护(过电流、接地、低电压等)动作信号直接作用于电气驱动装置(断路器)跳闸,但是,电气保护动作要送信号到控制系统(DCS),指示电动机电气保护动作。

(5) 重要的保护信号采用“3取2”或“2取1”信号处理逻辑。

### 1.6 SCS 操作画面

SCS 操作画面是运行人员通过操作画面操作生产过程的人机界面,同时其显示内容也是指导、提示运行人员进行顺序控制、手动控制设备的重要依据。

被控设备的手动控制:主要在流程图画面上实现。在流程图画面上选择要操作的设备。在操作窗口上,运行人员可根据需要进行操作。操作窗口一般有开(启)按钮、关(停)按钮、设备状态显示、设备编号等。

功能子组的顺序控制:在流程图画面上设置了功能子组的顺序控制按钮,点击控制按钮,弹出顺控操作窗口。顺序控制窗口有操作开关、步序状态、启动步序、复位按钮、步序计时等。

工程设计中,SCS 一般有以下几种类型的操作和显示窗口:

- (1) 顺序启/停操作及步序窗口。
- (2) 设备启/停允许条件窗口。
- (3) 电动机操作的显示窗口。
- (4) 电动门、电磁阀操作的显示窗口等。

对于重要辅机的跳闸,应设计跳闸首出原因分析画面,即将系统、设备中保护动作情况在画面中显示出来,并给出引发设备跳闸的条件,这样可以帮助运行人员尽快查明跳闸原因。

为了便于运行人员操作设备,还应设计“帮助画面”。

### 1.7 锅炉系统 SCS 功能子组

锅炉系统 SCS 一般包括如下功能子组:

- (1) A 空预器启/停功能子组。
- (2) B 空预器启/停功能子组。
- (3) A 引风机启/停功能子组。

- (4) B 引风机启/停功能子组。
- (5) A 送风机启/停功能子组。
- (6) B 送风机启/停功能子组。
- (7) A 一次风机启/停功能子组。
- (8) B 一次风机启/停功能子组。
- (9) 锅炉排汽、疏水系统功能子组。
- (10) 锅炉给水与减温水系统功能子组。
- (11) 锅炉排污系统功能子组。
- (12) 其他。

### 1.8 汽轮机系统 SCS 功能子组

汽轮机系统 SCS 一般包括如下功能子组:

- (1) 汽动给水泵 A 启/停功能子组。
- (2) 汽动给水泵 B 启/停功能子组。
- (3) 电动给水泵启/停功能子组。
- (4) 真空泵 A/B/C 启/停功能子组。
- (5) 汽轮机低压油功能子组。
- (6) 汽封系统功能子组。
- (7) 除氧器系统功能子组。
- (8) 凝结水系统功能子组。
- (9) 开/闭式循环水系统功能子组。
- (10) 低压加热器系统功能子组。
- (11) 汽轮机疏水系统功能子组。
- (12) 发动机冷却水系统功能子组。
- (13) 发电机密封油系统功能子组。
- (14) 真空系统功能子组。
- (15) 其他。

### 1.9 典型逻辑说明

#### 1.9.1 送风机 A 功能子组

(1) 送风系统 A 顺序启动程序。

步骤一。指令:启动送风机 A 油站;

油站油泵备用投入。

步骤二。条件:送风机 A 润滑油压正常;

送风机 A 控制油压正常;

任一台送风机 A 液压油泵运行;

任一台送风机 A 油站油泵运行。

指令:关送风机 A 出口挡板;

关送风机 A 动叶。

步骤三。条件:送风机 A 电机启动允许。

指令:启动送风机 A 电机。

步骤四。条件:送风机 A 电机已运行一定时间。

指令:开送风机 A 出口挡板。

步骤五。条件:送风机 A 出口挡板已开。

指令:开送风机 A 动叶。

步骤六。条件:送风机 A 动叶未关。

指令:结束。

(2) 送风系统 A 顺序停止程序。

步骤一。条件:无。

指令:关闭送风机 A 动叶。

步骤二。条件:送风机 A 动叶已关。

指令:停送风机 A 电机;

油站油泵备用解除。

步骤三。条件:送风机 A 已停。

指令:关闭送风机 A 出口挡板。

步骤四。条件:送风机 A 出口挡板已关。



指令：结束。

(3) 送风机 A 保护跳闸条件。

- 1) 送风机 A 合闸且润滑油压低。
- 2) 送风机 A 失速。
- 3) 送风机 A 轴承温度高于保护跳闸温度定值。
- 4) 送风机 A 电机轴承温度高于保护跳闸温度定值。
- 5) 两侧送、引风机全部运行时，A 侧引风机跳闸。
- 6) FSSS 保护跳送风机。
- 7) 两台空预器均停延时一定时间。
- 8) 两台引风机均停。
- 9) 送风机 A 机壳水平振动高高。
- 10) 送风机 A 机壳垂直振动高高。
- 11) 送风机 A 液压油箱油位低。

### 1.9.2 汽动给水泵 A 功能子组

(1) 汽动给水泵 A 顺序启动程序。

步骤一。条件：汽动给水泵 A 汽轮机润滑油系统已经建立；

主蒸汽压力大于一定值；  
除氧器水位正常。

指令：开汽动给水泵 A 前置泵入口门。

步骤二。条件：汽动给水泵 A 前置泵入口门已开。

指令：启动汽动给水泵 A 前置泵；  
汽动给水泵 A 再循环阀投自动；  
汽动给水泵 A 汽轮机疏水阀投自动。

步骤三。条件：汽动给水泵 A 汽轮机疏水阀组已开。

指令：开汽动给水泵 A 汽轮机高压进汽电动门；  
开汽动给水泵 A 汽轮机低压进汽电动门。

步骤四。条件：汽动给水泵 A 汽轮机高压进汽电动门已开；  
汽动给水泵 A 汽轮机低压进汽电动门已开。

指令：开汽动给水泵 A 汽轮机排汽电动门。

步骤五。条件：汽动给水泵 A 汽轮机排汽电动门已开。

指令：启动汽动给水泵 A 汽轮机请求到 MEH。

步骤六。条件：汽动给水泵 A 汽轮机排汽电动门已开；  
汽动给水泵 A 汽轮机高压进汽电动门已开；  
汽动给水泵 A 汽轮机低压进汽电动门已开；

汽动给水泵 A 汽轮机最小流量阀已开；  
汽动给水泵 A 汽轮机转速大于一定值（如 35r/min）。

指令：开汽动给水泵 A 出口电动门。

步骤七。条件：汽动给水泵 A 出口电动门已开。

指令：程控完成。

(2) 汽动给水泵 A 顺序停止。

步骤一。停止请求到 MEH。

步骤二。开汽动给水泵 A 再循环门；  
汽动给水泵 A 汽轮机疏水阀投自动。

步骤三。关汽动给水泵 A 出口电动门；  
关四段抽汽至汽动给水泵 A 汽轮机电动门。

步骤四。延时停汽动给水泵 A 前置泵。

步骤五。关汽动给水泵 A 入口电动门。

步骤六。程控完成。

(3) 汽动给水泵 A 主要相关设备的控制及连锁逻辑。

1) 汽动给水泵 A 入口电动门。

可手动开/关；

可程控开/关；

前置泵在运行，禁止关此阀门。

2) 汽动给水泵 A 出口电动门。

可手动开/关；

可程控开/关；

汽动给水泵 A 跳闸则联动关此阀门。

3) 汽动给水泵 A 前置泵。

可手动启/停；

可程控启/停；

前置泵运行时，入口门关闭或除氧器水位低低自动停前置泵。

## 2 输煤控制系统

### 2.1 典型工艺过程

火电厂输煤系统的主要任务是：在厂内调动运煤车皮；在规定时间内将运煤车皮卸空；在煤场储存一定数量的备用煤；将不同品种的煤按照要求进行混合；对进厂的煤进行计量、粗加工和除去杂物后及时地、连续地输送到锅炉房，以及根据需要分别加入各台锅炉的煤仓。需要和可能实现顺序控制的只是最后这两部分任务。此外，煤场的堆煤和取煤过程也可以应用顺序控制系统进行控制。

输煤系统的工艺流程随着锅炉容量、煤的品种、进厂煤的运输方式、环境气候条件、卸煤方式和场地条件不同而有相当大的差别。图 6.6-1 所示为一个典型的输煤系统工艺流程图。

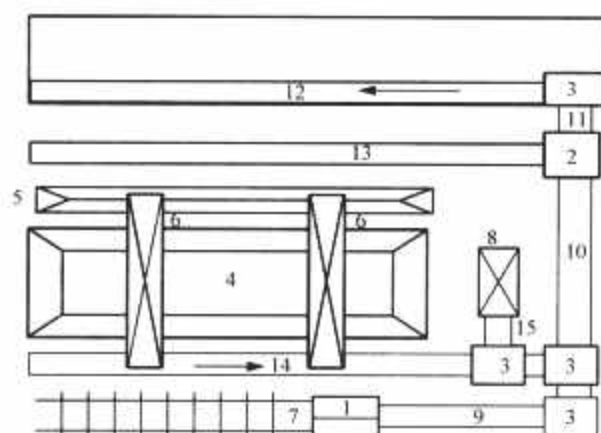


图 6.6-1 典型的输煤系统工艺流程图

- 1—翻车机房；2—碎煤机房；3—转运站；4—贮煤场；  
5—卸煤槽；6—桥式堆取料机；7—铁路；8—地下煤斗；  
9—1号皮带；10—2号皮带；11—3号皮带；12—4号皮带；  
13—5号皮带；14—6号皮带；15—7号皮带

在这个系统中，进厂的煤是由铁路运输的。运煤的车皮进入翻车机房，翻车机将车皮翻转，把煤倾入卸煤沟。在卸煤沟的底部装有给煤机，用来将沟内的煤取出卸到位于卸煤沟下的1号皮带上。1号皮带上的煤经过转运站、2号皮带、转运站、碎煤机房、3号皮带和转运站送到4号皮带，然后经过配煤机构分别进入各台锅炉的煤仓。为了保证向锅炉供煤的可靠性，上述皮带均按双路设置并可以在各个转运站进行交叉运行。转运站设在各段皮带的衔接处，由带有切换挡板的交叉落煤管组成。

为了使进入锅炉煤仓的煤块尺寸不超过 25mm 和煤中不夹带木块和金属等杂物，除了在卸煤沟给煤机处对煤进行预破碎外，在碎煤机房还设有碎煤机对煤进行二次破碎，设有木屑分离器清除煤中木块杂物和设有吸铁器清除煤中金



属物。

储煤场用来缓和煤的供需矛盾和进行不同煤种的混合。卸煤沟的煤通过1号、2号和5号皮带送往储煤场。在5号皮带上装有犁式卸煤器,它将煤卸入煤场的卸煤槽。煤场上的存煤通过6号或7号皮带送到2号皮带,再转送入锅炉煤仓。在储煤场上装有两台桥式堆取料机,用来将卸煤槽内的煤送上煤堆或者将煤堆上的煤送上6号皮带,也可以用推煤机将煤堆上的煤推入地下煤斗,然后经7号皮带送上2号皮带。

两路4号皮带布置在锅炉房所有锅炉煤仓的上方,在皮带上对应每个煤仓的进煤口均装有犁式卸煤器。当煤仓装满后,抬起犁式卸煤器,皮带上的煤就可以送往后续各个煤仓也可以使用移动式配煤机对每个煤仓进行轮流配煤。

如果在煤场采用斗轮式堆取料机,则往煤场送煤和由煤场取煤可使用同一台皮带输送机。这台皮带输送机可以双向运行,并配有适当的转运机构,以便与2号皮带协调地工作。斗轮式堆取料机能沿着轨道移动,并能通过悬臂的旋转和俯仰运动,利用机上的皮带输送机向煤场堆煤,或者利用斗轮从煤堆上取煤并经过机上的皮带输送机送往地面的皮带输送机。

## 2.2 输煤顺序控制系统

输煤顺序控制系统主要是将原煤从翻车机卸煤经皮带送到煤场或从翻车机、煤场、筒仓经皮带到锅炉煤仓的上煤、配煤等所有工艺过程实施控制、监视、数据统计和处理等。

图6.6-1所示输煤系统的基本运行方式有进厂煤送锅炉煤仓、进厂煤送储煤场和储煤场的煤送锅炉煤仓三种。由于每段皮带都是按双路设置的,考虑到皮带交叉运行的各种可能性,总的运行方式是相当多的,而决定这些运行方式的因素又比较复杂,因此很难提出规律性的东西。输煤系统的顺序控制一般仅按最基本的运行方式考虑,将需要选择及决策的操作保留由人工进行。

输煤系统的正常操作流程都是按照逆煤流方向启动、顺煤流方向停机进行的。输煤控制程序由输煤、配煤两部分组成,根据现场运行的实际情况设有多种控制方式。

### 2.2.1 输煤控制

(1) 输煤控制有自动控制、连锁手动、试机三种运行方式。在现场设备状态正常的情况下,自动控制为系统的最佳运行方式,在此方式下,设备的空载运行时间最短,操作员的操作步序最少。连锁手动方式是对要启动的流程中设备按逆煤流方向逐个启动,按顺煤流方向逐个停止,要求设备启动前须先将三通挡板启动到位,设备的保护动作处理均与自动控制方式相同。试机方式是在设备间解除了连锁关系的情况下,逐个启动设备,此方式绝不可带负载运行,因设备间已经不存在连锁跳闸等保护功能。

(2) 控制系统按首尾顺序可以设置有几个区域的完整流程控制。

(3) 控制系统可以包括多个流程的控制,但不允许同时操作两个及以上流程启动或停止,也就是说,一个流程启动或停止完毕后,才可操作下一个流程启动或停止。

(4) 考虑到设备带负载停机等因素,流程启动时,只按逆煤流方向逐台启动,连锁手动方式下启动流程也须遵循此原则。流程停止时,按顺煤流方向逐台停机。连锁手动方式下,随意停流程中一台设备,也将联跳逆煤流方向上的设备。故障解除后,可将停掉的设备以自动控制或连锁手动方式再次启动。

紧急情况下,可操作上位机的急停按钮或同时按控制台左右两侧红色的急停按钮,使现场所有运行中的受控设备立即停机。

### 2.2.2 配煤控制

控制系统有自动配煤、手动配煤两种运行方式。自动配煤完全根据现场的煤位信号和犁位信号,以及操作员根据现场要求所设的尾仓和检修犁,自动控制犁的抬落,完成原煤仓的加仓配煤。手动配煤则由操作员根据现场的煤位和犁位信号通过上位机一对一操作犁的抬落来完成原煤仓的加仓配煤。

#### (1) 程控配煤。

1) 程控配煤是根据现场煤位信号进行自动配煤,其遵循三种原则,即优先配煤、顺序配煤和余煤分配原则。

2) 如果正在进行顺序配煤时,某煤仓出现低煤位报警,则立即转到低煤仓进行低煤位优先配煤,配至低煤位消失后延时一段时间,然后返回到刚才顺序配煤的煤仓进行顺序配煤。

3) 无论原来配仓在何处,若某煤仓一旦出现低煤位信号,都将立即中止而转入对低煤位的煤仓配煤,即出现低煤位信号的煤仓要优先配煤。如果有两个以上的煤仓同时出现低煤位信号,则按顺煤流方向依次配仓至低煤位信号消失后一段时间。当全部低煤位消失时,各煤仓的配煤将按顺煤流方向依次进行。对于原煤仓,每个煤仓都配至高煤位出现为止。对于圆筒仓,高煤位没有出现时,定时配煤(如10min),高煤位出现时,马上转至下一个煤仓。

4) 如遇到检修犁煤器则自动跳过。

5) 如果落犁信号发出一定时间(如10s)后,该犁仍未落到位,则发出犁煤器卡死信号,并转入下一犁继续配煤。

6) 因过多的犁卡死而不能自动配煤,只能用手动配煤方式对各煤仓进行配煤。或者,如果此犁不在落位,在上位机上设此犁为检修犁,继续程配。

7) 将配煤方式开关打到“手配”再按“清零”按钮,然后再将配煤方式开关打到“程配”位置,程序将重新配煤。

8) 当顺序配煤到尾仓,尾仓出现高煤位时,配煤系统即发出“程配完毕”信号。程配完毕信号发出后,整个流程即按顺煤流方向依次停运各个设备,将皮带上的煤排空。在流程停运之前这段时间,配煤将返回第一个煤仓继续配煤,一般情况是先将煤仓配至高煤位再经数秒延时才转入下一煤仓。对检修犁煤器会跳过不配。这一轮配完后,下一轮再重复进行,直到皮带上的余煤配完或流程停下来为止。

9) 检修犁煤器的设置均在上位机上进行。尾仓的犁煤器在程配时处于落下位置,其后面的煤仓不参与配煤。设置检修犁煤器前,需在就地将此犁煤器置于抬起位置,在程配时不对此犁进行控制。

(2) 手动配煤。手动配煤通过上位机手动操作每个犁煤器的抬起和落下,进行配煤。手动配煤方式时,保护信号仍然有效。

(3) 变送器配置。为了满足输煤系统顺序控制和报警的需要,必须配备各种性能可靠的专用测量变送器来监视被控制对象的工况。最常用的测量变送器有以下几种。

1) 开关量皮带速度变送器。开关量皮带速度变送器用于监测皮带的运动速度。当皮带打滑或电动机过载引起皮带速度降低时,变送器送出报警或停止皮带输送机的信号。速度变送器输出开关信号的动作值一般整定为正常速

度的90%和75%，前者作为报警信号，后者作为跳闸信号。

2) 皮带跑偏开关。皮带跑偏开关用于监测皮带的横向位置。在正常情况下，皮带的中心线应与皮带输送机的中心线吻合。当皮带的中心线偏离皮带输送机中心线的距离超过皮带宽度的5%时，应该送出报警信号提醒值班人员进行处理。皮带跑偏开关应装在皮带的两侧。对于一般的皮带输送机，应在输送机的头部和尾部皮带两侧各装设一组皮带跑偏开关。对于较长皮带输送机，还应在皮带输送机的中段加设几组皮带跑偏开关。

3) 煤流开关。煤流开关用于监视皮带被测段上是否有煤，用以向顺序控制系统提供条件信号。煤流开关输出信号的动作值通常整定为皮带被测段上煤量正常值的20%~40%范围内。煤流开关一般安装在皮带输送机的中部和尾部。

4) 皮带张力开关。皮带张力开关用于监视皮带的张力是否正常。皮带输送机正常工作时，皮带张力随负荷而变化，皮带拉紧装置在一定范围内移动。如果皮带拉紧装置的位移超出一定范围，则表明皮带的张力出现异常，装在皮带拉紧装置导轨侧的行程开关在皮带张力异常时送出报警信号。

5) 煤仓煤位开关。煤仓煤位开关监视煤仓中煤位的高度，用以送出报警信号或控制犁式卸煤器的工作。煤位开关一般采用机械式变送器。它是利用煤流进入煤仓后所产生的侧向压力推动行程开关而送出煤位信号的。也可以采用称量法测量煤仓中煤的质量，并获得对应高低煤位的开关量信号。

6) 落煤管堵煤开关。落煤管堵煤开关用于监视各个落煤管的工作情况，在落煤管堵塞时送出报警信号或控制信号，以启动振动器或停止皮带输送机。落煤管堵煤开关通常采用机械式的，装在落煤管的侧壁上。当落煤管堵煤时，堵在管中的煤会对管的侧壁产生压力，此压力推动行程开关动作，送出堵煤信号。

7) 金属探测器。金属探测器用于探测煤中夹带的金属杂物。金属探测器通常为采用电磁感应原理制成的检测元件。当探测到磁性金属时，它可以启动吸铁器加以排除。探测到非磁性金属时，需采用标记的方法指示人工进行清除，或者控制皮带上犁式卸煤器将含有金属杂物的煤排入专门的煤斗，由人工进行分离后再将煤送回输煤系统。

8) 皮带划破探测器。当落煤管中有较长或较大的异物落下并卡在落煤管口时，它们可能将皮带划破，这时需要皮带划破探测器及时发现这一异常情况，以便及时处理，减小损失。

### 3 吹灰程序控制系统

#### 3.1 典型工艺过程

锅炉的吹灰器是用来清除锅炉受热面上的积灰，防止炉膛结焦和烟道堵灰，改善受热面的传热效果，以提高锅炉运行的经济性。

锅炉使用吹灰器的数量随着锅炉结构的不同和燃料品种而不同，大容量燃煤锅炉一般安装100台左右，燃用劣质煤的锅炉使用的吹灰器数量更多，燃油锅炉也需要配备一定数量的吹灰器。吹灰器通常对称的布置在锅炉的水冷壁、过热器、再热器和空气预热器等部位的两侧炉墙上。

吹灰器的类型很多，按结构特征的不同，常用的有简单

喷嘴式、固定回旋式、伸缩式（有长式、短式两种）和摆动式，但各种吹灰器的吹灰工作原理基本相似，均是利用吹灰介质在吹灰器喷嘴出口处形成的高速射流冲刷受热面上的积灰和焦渣。

短式吹灰器一般用于水冷壁和空气预热器，它们通常在地旋转吹灰或伸入炉墙几百毫米处旋转吹灰。长式吹灰器一般用于过热器和再热器的吹灰，其吹灰时吹灰器一边旋转一边前进地进行吹灰，其行程可以达到十几米，吹灰结束后退出炉墙，以免烧坏。吹灰器吹灰介质一般使用过热蒸汽或饱和蒸汽，电站锅炉较多采用过热蒸汽作为吹灰介质。锅炉吹灰系统一般由蒸汽减压站、管道系统、吹灰器本体和程序控制系统组成，典型的锅炉水冷壁吹灰系统如图6.6-2所示。

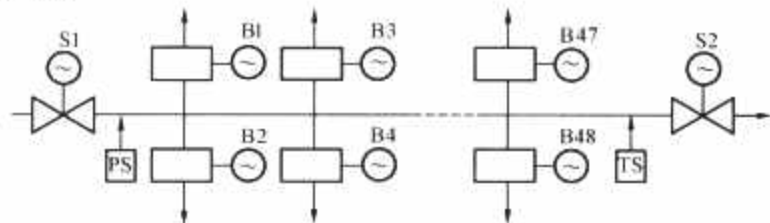


图 6.6-2 典型的锅炉水冷壁吹灰系统图

S1—蒸汽门；S2—疏水门；B1~B48—吹灰器；  
PS—压力开关；TS—温度开关

吹灰蒸汽一般取自再热蒸汽管道。蒸汽经过蒸汽门进入吹灰蒸汽母管，疏水门用于将水和温度低的蒸汽排走，以免通过吹灰器而损坏受热面。吹灰之前，先打开蒸汽门和疏水门进行暖管，待吹灰蒸汽温度达到规定值后关闭疏水门，并开始进行吹灰。吹灰器投入时边旋转边前进地进行吹灰或就地旋转，同时打开蒸汽门。当一边旋转一边前进地进行吹灰达到最大行程或时间后，吹灰器退出炉墙，回到初始位置并关闭蒸汽门。

#### 3.2 吹灰顺序控制系统

锅炉吹灰顺序控制系统一般由以PLC或DCS为核心的控制系统组成，控制设备包括控制柜、动力柜和操作员站等。吹灰控制系统能完成吹灰汽源开启、疏水、吹灰、汽源关闭等整个吹灰过程的控制。吹灰周期根据锅炉受热面积灰情况来决定，燃煤锅炉一般每班吹灰一次，也可以由操作员人工选择，吹灰顺序一般按烟气流向进行。

典型的锅炉水冷壁吹灰顺序控制操作流程如图6.6-3所示。

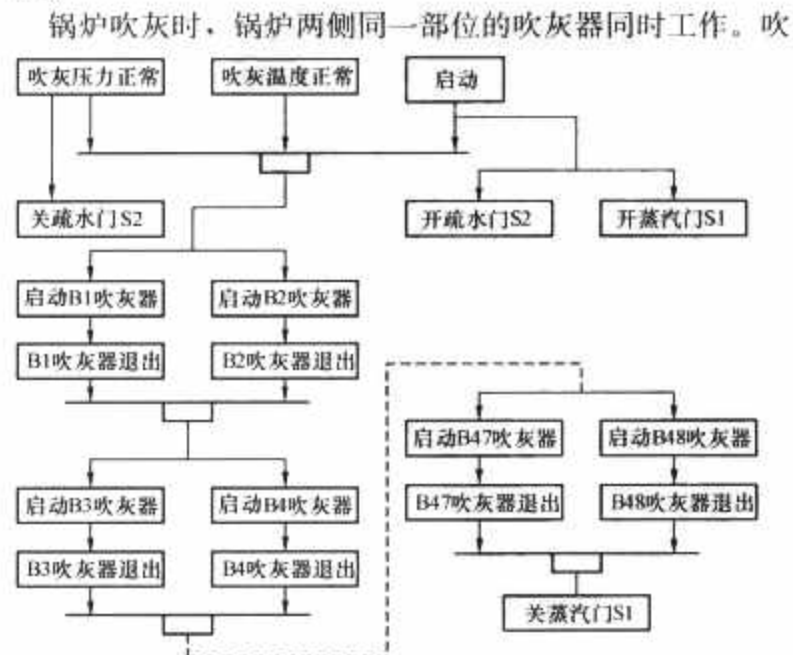


图 6.6-3 典型的锅炉水冷壁吹灰顺序控制操作流程



灰的工作顺序应按锅炉的烟气流动方向进行,即按水冷壁、过热器、再热器的顺序进行。当操作员发出开始吹灰的启动指令后,先开启蒸汽门和疏水门暖管。待吹灰蒸汽母管的温度、压力达到规定值后,关闭疏水门并允许。每一对吹灰器吹灰完毕退出炉墙后顺序启动下一对吹灰器。当最后一对吹灰器退出炉墙后,关闭吹灰母管的蒸汽门,整个过热器吹灰过程结束。

对空气预热器的吹灰,要求使用压力较低的蒸汽,因此另有独立的吹灰蒸汽母管和蒸汽门、疏水门,阀门的操作流程与水冷壁吹灰流程相同。空气预热器的吹灰按单侧进行,即先进行一侧预热器的吹灰,然后进行另一侧预热器的吹灰。吹灰顺序按先吹烟气入口侧,再吹烟气出口侧,最后吹第二个烟气出口侧。当两侧空气预热器全部吹灰结束后,关闭吹灰母管的蒸汽门。

水冷壁和过热器、再热器以及空气预热器的吹灰一般由各自的顺序控制系统控制,接受操作员的指令,也可以由一个顺序控制系统控制,但此时各吹灰控制之间的协调需要操作员完成。同时,操作员也可以根据需求切除部分吹灰器,进行特定部分的重点吹灰。

顺序控制系统主要功能:

- (1) 每一被控对象均具有自动程控、远方手动和就地控制三种操作方式。
- (2) 设有跳步功能,可将某些“投运”的吹灰器变为“停运”状态。此时,自动程序越过该“停运”吹灰器继续运行。
- (3) 自动程控既可按固定顺序进行,也可按变动顺序进行,并可接受连锁和人为中断信号,操作员利用吹灰设定能跳过任意一个或几个吹灰器,而不影响其他吹灰器的吹灰程序。
- (4) 吹灰蒸汽管中一般所有电动门均参加程控,也可在操作员站上进行远操,或在现场就地手操。
- (5) 吹灰器也可接受连锁和人为中断信号。
- (6) 具有吹灰器电机过载、动作超时、伸出失败、电动门电机过载过力矩、吹灰蒸汽压力低、PLC (DCS) 异常等连锁条件和报警显示。
- (7) 自动中断程序时,有声光报警,同时将吹灰器退出。

## 4 除灰除渣控制系统

### 4.1 典型工艺过程

电站锅炉除灰除渣是指将锅炉灰渣斗中的灰渣和除尘器及省煤器灰斗落下的细灰排放到灰场。目前电站锅炉除灰渣可以分为水力除灰渣、气力除灰和机械除灰渣三种方式。其中,水力除灰渣方式是我国燃煤电厂目前常用的除灰渣方式。当有部分或全部细灰需要综合利用时,则采用气力除灰方式。通常炉膛底部的灰渣采用水力除灰渣方式,除尘器和省煤器灰斗的灰既可采用气力除灰方式,也可采用水力除灰方式。

水力除灰渣系统主要设备包括有渣井关断门、刮板捞渣机、碎渣机、省煤器和除尘器灰斗下冲灰设备、阀门等。典型水力除灰渣系统流程如图 6.6-4 和图 6.6-5 所示。

气力除灰系统主要有负压罗茨风机气力除灰系统和正压



图 6.6-4 典型水力除渣系统流程图

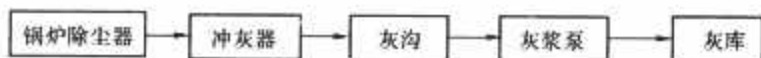


图 6.6-5 典型水力除灰系统流程图

仓泵气力除灰系统两种方式。正压浓相气力除灰系统从电除尘器、省煤器、空气预热器灰斗下法兰开始,到灰库下干灰制浆设备(或干灰卸料装置)出口为止,包括空气压缩机供气系统、输送系统、气化风系统、库顶除尘设备、库底干灰卸料设备及制浆设备、所有的管道及配套阀门、控制系统。电除尘器、省煤器、空气预热器灰斗下布置有压力输送罐(仓泵)及配套的输送管道。典型气力除灰系统流程如图 6.6-6 所示。

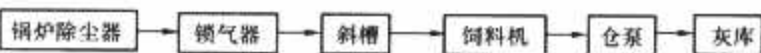


图 6.6-6 典型气力除灰系统流程图

### 4.2 除灰渣顺序控制系统

水力除渣顺序控制系统一般设计比较简单,仅设置泵、阀门和水位之间的保护和连锁以及泵之间的连锁和备用。若需要整个除渣系统的自动顺序控制,则按水力除灰渣流程图设计。

水力除渣顺序控制系统功能如下:

- (1) 系统一般采用程控、远控及就地手操相结合的控制,包括自动、成组、单步、跳步、中断等方式。操作员站显示工艺流程及测量参数、控制方式、顺序运行状态、控制对象状态,能进行参数的成组显示、趋势显示和棒状图显示。当参数越限报警、控制对象故障或状态变化以及控制系统故障报警时,以不同的颜色进行显示。

- (2) 对于捞渣机、碎渣机、浓缩机和灰渣泵等设备一般设置一台工作、一台备用,正常情况下,任选一台设备在“工作”状态,程序启动时,工作设备启动;当“工作”设备故障时,备用设备自动切换到“工作”状态。泵与其出、入口电动门应有连锁关系,即在出口门关闭的条件下,先开入口门才能启动泵,泵启动后再开出口门;停泵时,先停泵,再关闭出口门和入口门。

- (3) 气力除灰顺序控制系统从除尘器灰斗至灰库部分输灰程序为:首先在仓泵泵体内无压力的情况下,打开进料阀和放气阀,启动锁气器,把电除尘灰斗内的灰料经锁气器斜槽→饲料机→进料阀送入仓泵内,当泵内的灰料到达一定的程度时,停止锁气器运转,关闭进料、放气器两阀,打开出料阀,再开进风阀,利用压缩空气将泵内的灰料通过输灰管道至灰塔。然后再进行料放气,周而复始,完成将电除尘器分离出的灰送至灰库塔的任务。

- (4) 在仓泵输灰控制过程中一般设计如下连锁和闭锁:在仓泵体仍有余压的情况下只能开放气阀降压而禁止开进料阀;进料和排气两阀未完全关闭时则禁止

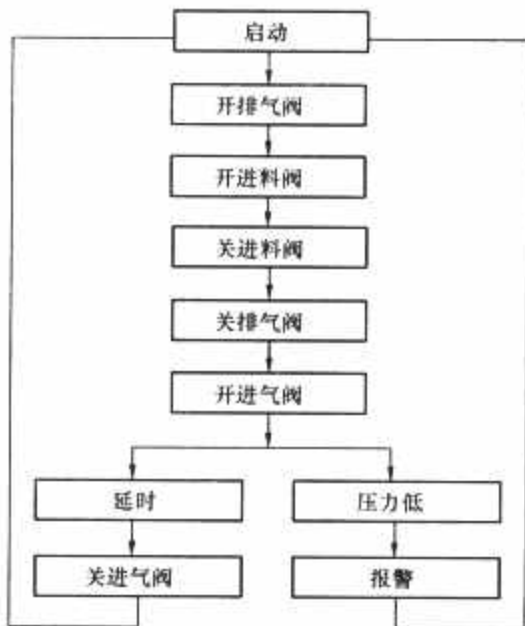


图 6.6-7 典型气力除灰顺序控制流程图



打开进气阀，以防止返灰；在灰管压力较允许值高时，闭锁打开出料阀和进气阀，以防灰管堵塞或堵塞更加严重；在空气母管压力较低时，闭锁打开进气阀，以防止堵管；在进气阀未完全关闭时，闭锁打开排气阀和进料阀；当仓泵内的灰料高度已达到预定位置、同侧的另一台仓泵不在出料状态且

空气母管压力已达到规定值时，连锁打开出料阀和进气阀进行出料；当空气母管压力降到规定值后，连锁关闭进气阀和出料阀，停止出料。

典型气力除灰顺序控制流程如图 6.6-7 所示。

## 第7章 分散控制系统

### 1 概述

分散控制系统(简称DCS),于20世纪80年代初,开始用于火电厂的自动控制。目前,世界上有十几个国家约六十多个厂家推出各自开发的系统。分散控制系统集中了全微处理机技术、通信技术、人机联系技术和控制技术的优点,它不仅具有传统的控制功能、集中化的信息管理和操作显示功能,而且还有大规模数据采集、处理的功能以及很强的数据通信能力。它的出现是生产过程控制技术发展中的又一次飞跃。分散控制系统可实现火力发电厂的所有功能的自动控制系统,如DAS、CCS、FSSS、SCS、DEH、By Pass。由于历史原因,部分DEH随汽轮机厂供货,By Pass则全部由主设备制造厂供货。用分散控制系统来实现大型火电机组的自动控制系统的范围,主要决定于用户的资金和需要。

分散式控制系统的主要优点如下:

(1) 功能充分分散,信息高度集中。分散控制系统在功能上和地理位置上充分地分散,采用数据高速公路通信网络,分布式多重微处理机和分布式共享数据库结构,分散处理平行挂在网上的控制单元、操作员站、工程师操作站、记录站、计算站及历史数据处理站等。任何一个站可透明地享用整个控制系统的资源,因而使自动化控制系统成为一个十分灵活的具有综合处理能力的有机整体。

(2) 可靠性高。分散控制系统的的多重微处理器、工作站、功能处理机、过程I/O卡以及稳压电源等均有可选用的冗余措施,从而提高了系统的可靠性。

由于分散控制系统的功能分散到各个工作站,每个站相对独立地完成其所承担的任务,所以系统的危险性也得到分散和化解,系统的局部故障不会影响系统总体监控效果,因此,系统具有高度可靠性。

系统具有自诊断功能,防止控制信号某故障造成的控制系统的误动作。

(3) 造价相对便宜。由于分散控制系统的操作和显示都在CRT操作员站上完成,使得BTG盘尺寸缩小,降低了造价。

分散控制系统中控制功能用软件实现,减少了功能卡及所需的控制柜。

分散控制系统将整个系统输入、输出信号统一考虑,充分使用了信号资源,减少了一次元件及连接电缆。

(4) 系统高度灵活,给设计和调试带来方便。在分散控制系统中,有许多不同功能和类型的插卡,选用不同数量和不同类型或功能的插卡便可组成不同规模 and 不同要求的硬件环境。同样,系统地应用软件也采用模块化结构。用户不需要具备计算机软件知识,只需借助于组态软件,用填写表格或回答问题等方式便可组成控制系统。因此,当硬件装在现场后,只要必需的I/O点,便可修改原设计的系统,增减控制功能而不需改动硬接线。由于在CRT上,很直观地看到每个控制功能块的输入、输出信号的数据和它的工作状态,往往比模拟控制系统节省调试时间。

自20世纪80年代后期,我国大型火力发电机组采用分

散控制系统后,已越来越受到用户的欢迎。90年代投产的300MW以上机组几乎都采用了分散控制系统。

本章以下各节着重介绍在国内外火力发电机组上比较普遍使用的分散控制系统,其中有福克斯波罗公司的I/A系统、西屋公司的Ovation专家控制系统、北京ABB公司的分散控制系统、上海新华控制技术(集团)有限公司的XDPS系统。

### 2 I/A Series 智能自动化系统

#### 2.1 系统构成

I/A Series分散控制系统灵活、开放的结构,满足了整个电厂控制和管理的需求,提供了用户解决各类过程控制管理问题的方案。

组成一个I/A Series分散控制系统的基本结构单元是节点。在火电厂单元制机组的机炉电控制管理中,通常每台机组设置为一个节点,以保持单元机组控制管理的独立性;此外,各个单元制机组共用的公用系统,也设置为一个独立的节点。每个节点由节点总线和挂在节点总线上的各类处理机以及处理机所带的外围设备组成。在每个节点总线上,可以挂64个处理机组件,可连接的过程I/O点数超过115 200点。

##### 2.1.1 系统网络结构

分散控制系统的通信网络时刻传递着各种过程变量的控制、报警、报告等各种信息,使其成为分散控制系统的主要枢纽。

I/A系统采用二层的网络结构,即监控级网络和现场总线。运行在1G/100M的监控网络上挂接着I/A系统的各类处理机组件,I/O组件则通过100M速率的现场总线连接在控制处理机上。整个系统只有二层网络,降低了系统运行中由于过多的网络接口带来的系统通信堵塞而导致的系统故障的可能性,同时也方便了维护。目前采用的以交换机为基础的星形结构为系统的安全提供了更加可靠的保障。

##### 2.1.2 监控级网络

采用基于全双工交换机1G/100MB的以太网形式,网络拓扑采用点对点通信的星形结构,可以最多连接1920个控制处理机、操作员站或工程师站。操作员站、工程师站通过冗余的接口接入网络以及其他的接口设备,使用单模光纤时长度可达10km,使用多模光纤时可达2km,如使用扩展器则可达70km。网络系统结构将强大的控制处理机和工作站集成在一起,组成规模可大可小的控制系统,提供过程监视、过程控制,以及与SIS系统的通信。高速、全冗余以及点对点的通信特点,为I/A Series系统提供高性能和更高的安全性,同时,所有与以太网交换机的接口均为冗余设计,进一步保证了站与站之间的通信安全性。

具有网络管理功能的交换机为网络的管理和维护带来诸多益处。使用SNMP或RMON(SNMP网络管理程序的扩展,可以使用更少的带宽提供更多的数据)网络管理软件不仅可以监控每一台网络设备,还可以对关键的网络区域进行重点管理。

VLAN 允许用户把网络中的某些节点组合在一起, 成为一个逻辑上的局域网段, 而不必考虑每个节点的实际物理连接位置。VLAN 的一个重要功能就是可以有效地管理和避免由广播和多点发送所引发的网络流量。VLAN 技术创建的逻辑网段可以有效地隔离网络广播风暴, 优化网络性能。

交换机网络管理中经常会用到的一个概念就是扩展树算法。扩展树算法是一种协议, 允许网络管理人员为网络设计冗余链路。为避免出现网络回路, 扩展树算法能够在多台交换机之间进行协同工作, 以确保使用同一条冗余链路传送数据。当现有线路出现问题时, 备用线路自动被激活并使用。对于那些运行重要应用程序的网络来说, 使用扩展树算法设置冗余链路就显得极为重要。

通过对一个或多个网络故障的快速检测, 网络诊断功能可以自动计算出另一条通信通道, 以维持通信的稳定。智能化的网络具备自我恢复的功能。这种星形结构对于全厂范围内的系统布置方式非常重要, 结合 I/A Series 系统固有的远程 I/O 能力, 能够为电厂提供安全高性能的网络连接。在任何合适的物理位置, 都可以将 I/A Series 系统的工作站、控制处理机、设备接口以及 I/O 组件等布置在相应的网络上。

### 2.1.3 现场总线

现场总线也为冗余配置, 采用高速以太网现场总线通信协议, 遵循 HDLC 10B2 标准。通信速率为 100MB/s, 每个站可下挂 120 个 FBM(I/O) 组件, 最长通信距离可达 20km。

## 2.2 I/A 硬件

### 2.2.1 人机接口

在 I/A 系统中, 人机接口由工程师站 AW70 和操作员站 WP70 组成。对于任何一台操作员站或工程师站来说, 都采用相同的处理器硬件和相同的人机接口界面, 唯一的区别在于所连接的外设和配置的软件不同。这种系统的结构, 给用户提供了最大的灵活性。例如, 在调试阶段, 可以将网络上的所有人机接口设置为工程师站, 供工程师组态调试之用。在调试完成之后, 移交生产时再将其设置为操作员站, 以防止非授权人员对控制软件的修改。

### 2.2.2 操作员站 (WP70)

操作员站 (WP70) 采用 DELL 公司 64 位工作站级计算机, 内存 512MB, 可扩展至 2GB; 硬盘 80GB, 彩色图形控制器; Windows XP 操作系统。采用的显示器为 LCD, 32 位真彩, 分辨率为 1600×1280。鼠标和跟踪球作为可选光标定位设备。WP70 可选以太网接口, 可与 DEC net、TCP/IP、Novell 连接, WP70 的并行接口可直接连接打印机。

基本的硬件特性如下:

(1) 支持 Intel 64 位扩展内存技术及 Dell Precision TM 470n。

(2) 提供出色处理器性能的 Intel Xeon TM 处理器, 高达 3.6GHz 含有超线程技术、800MHz 前端总线和 1MB 二级缓存。

(3) 下一代双通道 DDR2 内存—高达 16GB 的 400MHz 注册 ECC 内存。

(4) 支持最新 PCI Express 显卡, 高达 150W。

(5) PCI Express x16 插槽提供高达 AGP 8X 的 4 倍带宽。

(6) Gigabit2 以太网技术提供高速网络交换速度。

(7) 高达 800GB3 内部串行 ATA 存储或可附加 SCSI PCI 控制卡的 900GB3 (3x300) SCSI 存储。

配置了历史数据库处理软件之后, 操作员站就具备了历史站的功能。每台历史站可以处理 8000 个过程 I/O 的历史数据。在 I/A 系统中, 采用分散分布的实时数据库, 实时数据分别存放在各个控制处理机中。操作员站无需建立专用的实时数据库, 从根本上解决了全局数据库的问题, 避免了如果工艺系统标签量过大, 操作员站只能显示局部的过程变量的问题。

操作员站 WP70 的基本特点如下:

- (1) 操作员站可采用汉字进行编辑。
- (2) 生产过程画面及实时数据显示。
- (3) 操作窗口显示及实时操作。
- (4) 实时及历史趋势显示。
- (5) 报警显示。
- (6) 报表制作及显示。
- (7) 事件追忆。
- (8) 操作员行为记录并且可以召唤打印。
- (9) SOE 记录存储在硬盘中, 并且可以召唤打印。
- (10) 系统状态监视, 显示到通道级的状态。
- (11) 每个操作员站 (WP70) 均可作为工程师站来使用。

每个操作员站都可配置一个标准键盘和一个专用键盘, 在专用键盘上, 运行人员可直接调出所需画面。

### 2.2.3 工程师站 (AW70)

工程师站 (AW70) 与操作员站 (WP70) 一样, 也是采用 DELL 公司 64 位工作站级计算机。

对于工程师站而言, 除了 I/A 标准的操作系统软件之外, 还安装有 ICC、FoxCAE 或 IACC 等控制组态软件, Foxdraw 图形编辑软件; 并且可以安装历史站软件, 使工程师站具备历史站的功能。如果安装 FoxView 图形显示软件, 则更增加了操作员站的功能。所有的这些功能, 不需要对系统进行切换。也就是说, 这样的功能选择对工程师站来说, 只是在使用的時候多了一个窗口。工程师站在功能上除具有操作员站的所有功能外, 还提供开发环境, 例如 C 语言开发环境等; 此外, 还完成性能计算功能。

工程师站 AW70 的特点如下:

(1) 可以在线修改、在线下装, 下装时不需要编译整个控制数据库。

(2) 采用 OM (目标管理) 数据存取方式, 分散分布的实时数据库。

(3) 各个控制处理机 CP270 的控制应用软件在上电时自动下装, 无需干预。

(4) 控制策略组态软件可在线加入新的 I/O 卡件和控制策略, 而不需要更改整个系统。

(5) 控制策略组态软件支持离线组态及仿真。

(6) 可以作为历史数据站使用。

### 2.2.4 控制处理机

#### 2.2.4.1 控制处理机 CP60

控制处理机 CP60 是执行控制策略的主要设备, 是前一代控制处理机 CP40 的升级产品, 具有真正的大容量、高速度、高可靠性, 适应各种环境条件和安装条件。CP60 将通信和控制集成在一块组件上实现, 与信息网络之间的通信无需另外的通信设备对它支持, 保证了网络的结构简单, 真正提高了控制的可靠性。控制处理机 CP60 主要有如下的几个部分组成:

处理器。采用 AMD DX5-133MHz 的高性能处理器作为控制处理机。



通信处理器。采用 82596CA LAN 协处理器作为节点总线的处理器。

过程 I/O 通信。采用单独的处理器作为与现场总线的连接设备,可以连接 120 个现场组件,通信速率达到 2MB/s。

内存。采用 8MB 容量的内存。

错误诊断。ECC 提供一个字节的错误诊断和修复。

供电。矩阵式的供电方式,相对于 I/O 组件独立的电源系统。

在工业环境下,CP60 控制器具备如下特点:

(1) 简洁的系统结构。控制处理机 CP60 不需额外的总线接口组件,直接挂到节点总线上(总线接口集成在 CP60 中)。

(2) 大容量高处理性能的控制。控制处理机 CP60 采用了独立的处理器实现与节点总线和现场总线的通信,I/O 子系统 FBM 组件全部是智能化的设备,部分需要快速处理的任务由 FBM 组件完成,因此,与一般的 DCS 系统相比,I/A 系统中控制处理机 CP60 的负荷率就轻了很多。如上所述,CP60 控制用的处理器和内存存在控制系统中可以保证系统的执行时间的高速和稳定。

(3) 功能强大、种类齐全的控制功能块。CP60 可组态 4000 个等效功能块。在 I/A 的综合控制软件包中,有专为断续执行器控制而开发的脉冲型调节器(PTC),这种 PTC 模块根据测量值与设定值的偏差大小自动计算输出脉冲的宽度,确保控制效果和精度。在 I/A 系统中,其综合控制软件包中的功能块属于大型模块结构,这可以有效地减少小型模块结构中不同功能块之间的信息交换,提高系统内部资源的利用率。这类大型模块与小型模块相比较,一般相当于小型功能块的 3~4 倍。在一台 300MW 机组的 MCS 中仅需 1000 个等效功能块就可以完成它们的控制功能。在 I/A 系统的综合控制软件包中,也提供了先进的控制算法和调节方式。例如:

先进的“专家自适应调节器”EXACT PIDXE。可根据观察到的过程响应曲线与用户期望的过程响应曲线的偏差,自动计算 PID 参数,使过程控制效果达到最佳。

先进的“多变量自适应控制算法块”EXACT MV。应用多变量解耦理论,可以应用于发电厂锅炉控制中的多重耦合带来的问题。如烟风调节、磨煤机冷热风调节等。

先进的“自适应反馈和前馈整定控制器”PIDA。可整定成同 Smith 预估器相同功能的控制器,可确保主蒸汽温度和再热蒸汽温度这种大迟延环节优良的控制效果。

每个功能块均可被组态成扫描周期为 0.05s、0.1s、0.2s、0.5s、1.0s、2.0s、10.0s、30s、1min、10min 或 60min 其中之一。这样,可根据需要将快速处理的模块设置为较短的扫描周期,将不需快速处理的模块设置成较长的扫描周期,既满足生产工艺过程对控制的要求,又可降低 CP60 的负荷率。

在 I/A 系统中,采用分散分层的控制策略。所有的 FBM 组件都是智能的,都可以实现一定的控制处理任务。对于某些需要快速处理的回路,可以由输入、输出组件 FBM 来完成。比如,DEH 系统中的 OPC 回路,就是由 FBM 组件来完成的。FBM 组件对模拟量的处理可以达到 10ms,对开关量的处理可以达到 2~5ms。

在产品制造过程中,采用低功耗的 CMOS 元件,工艺上采用表面安装技术(SMT),组件整体密封化,没有裸露的电子元件。

综上所述,CP60 具有如下特点:

(1) AMD DX5-133MHz 处理器。

(2) 8MB 内存。

(3) 独立于工作站工作,在工作站关机或死机时仍能正常工作。

(4) 具有故障安全 FAIL SAFE 功能。

(5) 可组态 4000 个控制块。

(6) 每秒可执行 3400 个控制块。

(7) 可连接 120 个现场 I/O 卡件,最多至 1920 个 I/O 点。

(8) 多至 12 000 点的 OM 对象管理数据库。

(9) 冗余的“矩阵”供电方式,可靠性大大提高。

(10) 宽范围电源工作:26~39V DC。

(11) 可连接 10 个多变量控制器 MVC,优化控制过程。

(12) 容错的设计原理,两个控制处理机同时工作,确保每次送往现场的控制信号都是正确的。

(13) 具有抗射频干扰 RFI 回路,抗干扰能力强。

(14) 可带电拔插,带电更换。

(15) 全密封设计,对环境的要求低。

(16) 环境要求:湿度 5%~95%,无凝结,温度-20~70℃。

(17) I/O 距离:使用 10BASE2 细缆时为 185m,使用光纤时为 2km,使用光纤扩展时为 20km。

#### 2.2.4.2 控制处理机 CP270

控制处理机 CP270 是 I/A 系统在 CP60 之后推出的新一代控制处理机,福克斯波罗公司在 2005 年正式投放市场。与目前市场上所采用的 CP60 相比,CP270 的性能有了相当大的增强。

安装方式。除了与 CP60 相同的安装方式的 ZCP270 之外,还有适应在现场安装的 FCP270 和与 I/O 组件 FBM 相同的 DIN 导轨安装方式的 DCP270,以满足各个用户不同的使用要求。

通信。CP270 支持 100MB 的网络通信(包括控制网络和现场 I/O),而 CP60 只支持 10MB 的网络通信。通信能力提高了 10 倍。

控制处理能力。CP270 的处理能力达到 10 000 功能块/秒,而 CP60 的处理能力只有 3400 功能块/秒,处理能力提高了约 3 倍。

硬件。CP270 的主处理器采用 Elan AMD 520,并且采用了 32MB 闪存,而 CP60 是采用 AMD DX5,没有配置闪存。

对于 ZCP270 来说,它将通信和控制集成在一块组件上实现,与信息网络之间的通信没有另外的通信设备对它支持,保证了网络结构简单,真正提高了控制的可靠性。控制处理机 ZCP270 主要有如下的几个部分组成:

(1) 处理器采用 Elan Sc520 100MHz 的高性能处理器作为控制处理器。

(2) 内存采用 16MB SDRAM + 32MB flash memory 内存。

(3) 错误诊断:ECC 提供单比特位的错误诊断和修复。

(4) 过程 I/O 通信采用单独的处理器作为与现场总线的连接设备,可以连接 120 个现场组件,通信速率达到 100MB/s。

(5) 供电矩阵式的供电方式,相对于 I/O 组件独立的电源系统。

在工业环境下,CP270 控制器具备如下特点:

(1) 简洁的系统结构。控制处理机 CP270 不需额外的通信接口组件,直接挂到 MESH 网络上(总线接口集成在 CP270 中)。

(2) 大容量高处理性能的控制器。由于采用了独立于向上和向下的处理器作为通信处理使用,并且由于I/O组件选用全部智能化的设备,在控制器中执行控制任务的负荷就轻了很多,如上所述,CP270控制用的处理器和内存在控制系统中可以保证系统的执行时间的高速和稳定。

(3) 功能强大并且种类齐全的功能块。CP270可组态4000个等效功能块。CP中的组件有专为断续执行器控制而开发的脉冲型调节器(PTC),这种PTC组件根据测量值与设定值的偏差大小自动计算输出脉冲的宽度,确保控制效果和精度。在I/A系统中的功能块属于大型功能块,这是考虑到减少小功能块之间的信息联系,提高系统内部资源的利用率。这类大型功能块与小型的功能块相比较,一般相当于小型功能块的3~4倍。在一台300MW机组的MCS中仅需2000个等效功能块就可以完成它们的控制功能。作为一个专业的自动化系统的供应商,Foxboro公司在I/A系统中同样提供了目前比较先进的控制算法和调节方式。

综上所述,CP270具有如下特点:

- (1) Elan Sc520 100MHz 处理器。
- (2) 16MB SDRAM+32MB flash memory 内存。
- (3) 独立于工作站工作,在工作站关机或死机时仍能正常工作。
- (4) 具有故障安全 FAIL SAFE 功能。
- (5) 可组态 4000 个控制块。
- (6) 每秒可执行 10 000 个控制块。
- (7) 可连接 120 个现场 I/O 卡件,最多至 3840 个 I/O 点。
- (8) 多至 12 000 点的 OM 对象管理数据库。
- (9) 供电:冗余的“矩阵”供电方式,可靠性大大提高。
- (10) 宽范围电源工作:26~39V DC。
- (11) 可连接 10 个多变量控制器 MVC,优化控制过程。
- (12) 容错的设计原理,两个控制处理器同时工作,不存在冗余的切换时间,优于冗余的工作方式。
- (13) 表面贴片 SMT 焊接,工艺品质高。
- (14) 具有抗射频干扰 RFI 回路,抗干扰能力强。
- (15) 可带电拔插,带电更换。
- (16) 全密封设计,对环境的要求低。
- (17) 环境要求:湿度 5%~95%,无凝结,温度 -20~50℃。
- (18) I/O 距离:4km,使用光纤扩展时为 20km。

### 2.2.5 I/O 子系统——现场总线组件(FBM)

现场总线组件(FBM)作为直接与现场过程信号连接的I/O组件,全部为智能型组件。

FBM分为模拟量输入、输出组件和开关量输入、输出组件。每个模拟量组件为8通道,每个开关量组件为16通道。所有的FBM不仅可完成过程信号的信号转换处理,带有输出通道的FBM组件而且还能实现逻辑运算及控制功能,其处理速度,模拟量组件可以达到10ms,开关量组件可以达到5ms。对于模拟量输入组件,输入分辨率可以组态成不同值。模拟量输入、输出通道采用变压器耦合与光电双重隔离。每路开入通道均可由软件设置滤波时间为4、8、16或32ms。每路模拟量输出的最大带负荷能力为750Ω,而且每路模入、模出均有一个独立的A/D转换器,保证一个A/D转换器故障只影响一个通道。开关量输入、输出通道采用光电隔离方式。每个模拟量输入、输出通道与其他通道

均为隔离的。每个开关量输入、输出通道与其他通道是完全隔离的。

现场总线组件支持的现场总线通信协议有 Profi BUS DP/PA, HART 协议和现场总线基金会的 H1。支持所有符合这些现场总线通信协议的现场设备,包括现场总线仪表和装置。在I/A系统中,系统的开放能力从系统的底层就开始了。这种开放的系统结构为今后系统升级和扩展提供了方便。

在I/A系统的I/O子系统中,其系统的供电和通信都独立于控制处理机CP60。I/O子系统的供电采用独立于控制器的冗余电源,控制处理机CP60与FBM之间,通过通信组件FCM实现通信。也就是说,在电气上,控制处理机CP60与FBM没有直接的联系,现场出现的任何干扰都通过I/O子系统FBM,把它隔离在控制处理机CP60之外。基于同样的理由,I/O子系统的接地也可以独立于控制处理机CP60。当I/O子系统采用远程布置方式时,这样的特性尤为可贵。

在FBM组件中,采用了微处理器作为I/O信号的预处理工具,I/A的FBM组件全部是智能化的。除了常规的现场信号线性化处理之外,在I/O组件中还可以做一些简单的回路处理,例如汽轮机上的ETS系统。使用这种类型的控制逻辑,其处理速度可以达到2ms左右。

常用的FBM规格及型号如下:

- FBM201 8路0~20mA模拟量输入组件;
- FBM202 8路热电偶/mV输入组件;
- FBM203 8路RTD输入组件;
- FBM204 4路0~20mA输入/4路0~20mA输出组件;
- FBM206 8路脉冲输入组件;
- FBM207 16路开关量输入组件;
- FBM241 8路开关量输入/8路开关量输出组件;
- FBM242 16路开关量输出组件;
- FBM214 8路0~20mA模拟量或HART协议通信输入组件;
- FBM215 8路0~20mA模拟量或HART协议通信输出组件;
- FBM221 4路0~20mA输入或H1通信输出组件;
- FBM223 2个Profibus-DP通信接口,可连接91个从站设备;
- FBM224 4个Modbus通信接口,可连接64个从站设备。

### 2.2.6 FBMSVH FBMSVL 阀位控制器

阀位控制器用于闭环控制系统气动或液动伺服阀位控制。输入指令4~20mA或0~10VDC,反馈输入可来自LVDT或压力变送器的4~20mA信号,控制器具有比例积分调节功能和自动、手动控制功能。在自动状态下,阀位设定由指令输入决定,切换到手动方式后,由外接入的触点并通过已编程的逻辑程序控制,这些触点来自手操盘或自控系统的逻辑触点信号,为了能与不同的输入要求的“电/液”伺服阀匹配,提供单极性或双极性电流输出,且电流的范围可通过跨接器改变。

外接停机触点通过电路的停机逻辑,强制输出电流为零,用户可根据实际情况决定是否接入,备有抖动电路,克服液压执行机构卡死,减少不灵敏区。

组件内部电路的±15V DC电源是由I/A提供的35V(冗余)电源在内部转换获得,内部的±15V DC供电任一路失去,有触点输出(失电闭合)。为减少内部电源功耗,提高可靠性,组件驱动级采用外接±15V或±18V电源,它



可在相应的输入端子上接入。组件面板上装有电源指示灯。

## 2.3 I/A 软件及组态

### 2.3.1 操作系统软件

操作系统软件是控制和组织 I/A Series 系统活动的程序集合。它不需要用户的参与或监控,就可以指挥系统模块活动、管理多用户多任务环境,以及管理系统文件。操作系统软件包括操作系统和其他子系统,例如进程间通信、目标管理程序(OM)和其他应用程序接口(API)。

操作系统: I/A Series 系统以实时执行程序 32bit 字长的 Nucleus Plus 构成了基本的操作系统。与 Nucleus Plus 联系的是 ISO 标准的分层通信子系统。作为实时软件的一部分,这个唯一的子系统提供了访问整个网络的数据目标管理。操作站处理机、应用处理机和控制处理机之间的信息交换,都是由实时应用执行程序来控制的。

I/A Series 操作系统是 Windows XP 操作系统。

### 2.3.2 控制软件

I/A Series 系统提供的综合控制组态软件包,简化了复杂控制策略和安全系统的结构。I/A Series 综合控制软件提供了连续量、顺序量、梯形逻辑控制,它们可以单独或混合使用从而满足应用的需要。除了综合控制外, I/A Series 同时将综合控制组态和操作员接口综合在上述范围内。

过程控制算法的连续量、顺序量、梯形逻辑主要在与之相连的控制处理机内进行。执行各种控制算法的基本单元是功能块(block), Block 完成控制功能,通常将功能块组态成一个叫做组合模块(compound)的组,以完成特定的控制任务。Compound 是 Block 在逻辑上的集合,它完成指定的控制任务。综合控制组态软件可在 Compound 内综合连续量、梯形逻辑和顺序功能,从而设计出有效的控制方案。

综合控制软件包提供了 60 多种不同类型的控制功能块,除了实现常规的控制调节功能之外,在这些功能块中,还包含了一系列融合了 Foxboro 公司多年的控制经验的先进控制功能块。

### 2.3.3 组态软件 IACC

IACC 提供了强大完整的软件组态环境,用于控制策略的设计和修改,显示画面的创建以及 I/A 系统的系统组态。

I/A Series 组态软件(IACC)是一个直观灵活的图形组态工具,能为项目的工程实施和终身的维护带来强大的生产力和质量保证。

控制方案的组态通过控制策略图表(CSD)实现。CSD 的第一步便是从粘贴板拖出一 I/A Series 模块,然后放到一编辑面板上。通过将源模块的输出参数和下游模块的输入参数用连线连起来,便可将这些模块组成一个控制回路。在完成每个参数的分配后,CSD 便宣告完成。

可将一 CSD 的全部或是一部分拷贝到用户定义的粘贴板上,然后可用它们建立新的 CSD。这样,用户可以利用用户定义的粘贴板创立有用的模块库。

IACC 允许用户建立 CSD 模板。用户可利用这些模板建立基于模板的案例,每个案例都延续着模板的结构、链接以及缺省参数。任何对模板的后续更改都会自动地施加到所有它的案例上。

CSD 还可以链接到多个 FoxDraw 组态画面上的对象。CSD 内的指定模块参数可链接到 FoxDraw 画面定义的任何名称上。当点击该对象时,该对象的所有信息均可显示在 FoxDraw 图形上。这提高了画面建立的效率,也提高了控制策略与画面的协调性。

IACC 同时提供对属于由模板创立的每个案例内的所有信息的数据库的自动建立。新模块类型的库可从标准或是衍生的 I/A Series 模块类型中得来。这些新生模块类型延续着它们源头的特性。这样用户可以从通用的 CALCA 模块建立一新的模块,称为 TANK;而另一个新的模块,称为 STIR\_TANK,是在 TANK 模块的基础上创立的,用户所要做的只是强化其功能。项目工程师可以使用 CSD 内的 CALCA、TANK、STIR\_TANK 所开发的案例。

### 2.3.4 人机接口软件

人机接口软件是由实时显示管理程序和一系列有关的子系统和工具组成,它们支持所有与图像显示和组态工作有关的活动。由于该软件在所有的操作站(个人操作站 PW、操作处理机 WP 和应用操作站 AW)之间的差异,某个操作站上的显示应用状态能直接传送到另一个操作站上。

I/A Series 系统向各类使用人员提供单一的人机操作界面,即不单独设置工程师站和操作员站。系统提供不同的操作环境让各类使用人员使用相应的资源。操作环境可以设置各自的密码,以防止非法使用系统资源。用户可以建立自己的使用环境。操作和显示画面的层次结构可以按用户要求任意安排,操作和显示画面本身可以按用户要求随意绘制。I/A Series 系统提供丰富的图形库和 CAD 式的绘图工具,可以方便地绘制符合用户要求的操作和显示画面。

### 2.3.5 历史数据库管理软件

历史数据库管理软件采集、存储、处理和归档来自控制系统的过程数据,为趋势显示、统计过程控制(SPC)图表、记录、报表、电子表格和应用程序提供数据。该软件为工程师和操作员提供了广泛的数据采集、管理和显示功能。历史数据库管理软件采集四种类型的数据:①采样;②浓缩处理;③信息;④人工数据输入(MDE)值。

对于每个采样点,其采样值可保留在独立的文件中。

I/A 系列 AP/WP 可以对多达 8000 个过程参数作历史数据采集。采样的周期可以组态为 1、2、4、10、20、30s 和 1、2、5、10min。每个采样点最多可保存 99 999 000 条记录。

整个历史数据库的数据可以存到光盘或磁带上作永久保存,存在光盘和磁带上的历史数据可以被装回到系统中。

历史数据库管理软件提供手段来读出被浓缩的历史数据趋势显示画面,也可以将指定参数的历史数据显示出来,并可以随意显示出历史数据和相应的时间。

对于点采样收集,用户可以增加或删除从收集上来的和每点的 9 个更新时间。用于归档的数据,用户可以定义组和组的编号。

在实时过程数据的记录上,与其他 DCS 系统相比, Foxboro 公司具有两大特色:一是采用“例外报告”机制,二是采用“存储点(非存储时间)”机制。需要说明的是,由于采用的是二进制记录方式,其占用的硬盘空间也比采用 ASCII 存储方式节约大量的硬盘空间。

对于操作员行为记录,历史数据库软件实现方法为:将每小时内的所有操作员记录打包形成一个文件,一天 24 个文件。如果工程需要,只需修改记录文件的数量,即可实现长时间的操作员行为记录。

### 2.3.6 I/A Series 系统优化软件

由于 I/A Series 系统采用的是开放式标准化设计思想,这样,除了保持传统 DCS 系统对自动控制策略的处理外, Foxboro 公司更是将 IT 界、软件业的许多成熟软件产品内嵌到 I/A Series 系统中,使 DCS 的最大潜能被发挥出来。



多变量控制器 EXACT MV 是专门为具有可变增益和动态特性、多变量耦合、可测负载波动和不可测干扰的控制过程而设计的,通过强有力的自适应技术,EXACT MV 自动地调整以适应过程的增益和动态特性,以获得更接近设定值的控制。

EXACT MV 提供最多 4 个变量的前馈调整,加上控制器的反馈调整。在低限度上,它提供一个难于控制的具有多个负载波动的回路的超强控制;在高限度上,多个块在回路相互连接交互信号来改进一个  $5 \times 5$  交叉耦合方案中最多 5 个相互作用的控制回路的控制。

用这种技术,EXACT MV 控制提供前馈补偿因素的自动调校,并且,当检测到动态过程有一个显著漂移时进行再调校。

Connoisseur 是一种基于模型预测的优化控制工具,其主要特点是:

- (1) 可靠实用的锅炉性能优化和热损失最小的系统。
  - 1) 卓越的锅炉控制和优化经验。
  - 2) 大量 Connoisseur 模型预测控制器应用的基础。
- (2) 潜在的期望利益。
  - 1) 热效率可提高  $0.5\% \sim 3\%$ ,同时降低或是更好地控制了  $\text{NO}_x$ 、 $\text{CO}$  和  $\text{SO}_2$ 。
  - 2)  $\text{NO}_x$  排放量降低了  $15\% \sim 50\%$ 。
- (3) 连续的闭环控制和优化,无需停车来适应。
  - 1) Connoisseur 包括一先进适配器模块。
  - 2) 一般不推荐使用在线适应,因为现场噪声和随机的运行状况会导致非优化的模型。
- (4) Foxboro 推荐在运行 Connoisseur 模型时将适配器离线(与不带适应时控制 Connoisseur 在线共同进行)。
  - 1) 保持对在线模型和自适应的离线模型偏差的跟踪。
  - 2) 如果离线模型已取得了与在线模型相比更为准确的点(关于测量变量与预测的测量变量之间的偏差),则将离线模型切换至在线模型,同时关闭适配器。
- 3) 这可以保持在线模型在闭环控制下连续运行,求得最佳结果(而不是在自适应过程中过多地关闭模型)。
- 4) 优化器实时运行,连续获得新的控制方向以最大限度地达到工厂运行目标。
- 5) 优化器的定义服务于用户关注的性能问题,可通过实时数据来描述它们。
- 6) 通过显示按钮,可以定义和选择多个优化器的组态和模型。
- 7) 热效率优化。
- 8)  $\text{NO}_x$  最小化。
- 9) 工厂停车次数最少化。
- 10) 模型的发展和输入信号的选择是自动生成的。
- 11) Connoisseur 工具允许自动模型和输入定义,允许在你丰富的操作经验基础上对模型进行工程分析和优化。

Connoisseur 可以在 I/A Series 系统的容错控制机内运行,以得到最大的可靠性和有效性。

### 2.3.7 FoxRemote 远程诊断监视软件

FoxRemote 是一组硬件和软件产品的组合,通过普通电话线的电话拨号方式,可以快速的远程访问 I/A 过程控制系统。这种类型的远程访问建立起一个远程对话,它能够显示过程画面,利用系统监视显示管理器管理报警,有限制地使用组态器,并且使用 Data for Windows<sup>M</sup>、AIMDataLink<sup>TM</sup>、FoxExplorer<sup>TM</sup>和 AIMExplorer<sup>TM</sup>软件查看实时和历史数据。

这种从世界上任何地方连接到过程控制系统的能力,通

过授权有资格的人员访问工厂的应用程序和信,可以快速地响应过程运行中出现的问题。因此,在上海 Foxboro 公司的熟练的工程师可以对电厂正在运行 I/A 系统出现的故障提供远程诊断服务。有资格的人员可以对其他地方的公司提供帮助,并且避免了与之有关的出差时间和费用的损失。这种新型的支持迅速地转化为更快的响应时间,改善了产品的质量,提高了生产率并且降低了生产成本。

### 2.3.8 FoxDMM 动态设备维护管理软件

动态维护管理(FoxDMM)是一个计算机化的维护管理系统(CMMS),它是一个软件工具,用于规划安排设备维护和资产管理,以满足现代工厂的需求。FoxDMM 是 Foxboro 公司和 PSDI 公司联合开发的应用软件包,综合了 I/A 系统和 PSDI 公司维护管理软件 MAXIMO<sup>TM</sup>的功能。FoxDMM 采用了强大的和有固有优势的客户端/服务器技术、用户图形界面和关系数据库软件。它将合理的动态维护工厂管理理念带给了 Foxboro 公司的 I/A 系统。

FoxDMM 促进了与设备相关的重要数据的连贯和及时采集,这对维护管理十分重要。这些数据通过联合的实时电子接口采集或由屏幕直接输入。

通过从 I/A 系统自动输入的数据至状态监视,FoxDMM 使生产和维护更加紧密。数据只需输入一次,从而消除了多余的数据输入要求,并降低了可能出现的输入差错。

精确详细的停机记录和设备故障分析源于所采集的维护数据,从而可以辨识故障设备出现的周期和原因,维护人员并可以据此做出响应。FoxDMM 将这些信息送至控制室的运行人员面前,从而使他们做出更有依据的决定。访问这些信息也使运行人员提高计划的积极性。其结果是设备运行效率更高,生产更有计划性,整体维护成本大大降低。

对于日常任务来说,如何使用 FoxDMM 是很容易学习的。此外,还可以制定系统的显示画面,让运行人员只看到与之要求相关的信息。FoxDMM 的运行无需专门的编程知识。

### 2.3.9 FoxEDM 电子文档管理软件

I/A 电子文档管理系统 EDM 降低了工厂总的文档管理费用,例如运行规程、材料安全数据表(MSDS)和 CAD 图纸。通过 I/A 的操作员站或 Windows 的 PC 机,这些文件可让运行人员或其他授权用户在网络上响应报警、处理事件或用户请求。

I/A 电子文档管理系统将关键文件与工厂事件连接,允许所有运行级别的用户方便地使用标准运行规程(SOPs)、最佳制造实践(MBPs)、材料安全数据表(MSDSs)或维护手册。

I/A 电子文档管理系统是 Foxboro 的 I/A 控制系统与文档管理公司(DCM)的 Documentum 4i 应用程序的结合。它将任何企业的过程事件汇集到所选文档。这些有问题的事件是报警、处理事件和用户或生产运行人员的请求。

## 2.4 I/A 系统在太仓港环保电厂二期 $2 \times 300\text{MW}$ 工程的应用

### 2.4.1 太仓港环保电厂二期工程 I/A 分散控制系统的基本结构

太仓港环保电厂二期工程 I/A 系统由 3 号、4 号单元机组和公用系统三个节点组成。公用厂用电系统、空压机房、燃油泵房、循环水泵房等公用系统接入公用系统节点。单元机组与公用系统之间,通过载波带局域网进行信息交换。在单元机组的操作员站上,可以对公用系统进行监视和操作。

公用系统本身不设操作员站。

每台单元机组设置六台操作员站（其中一台用于 DEH），一台工程师站，一个值长站，三块大屏幕，三台激光打印机（其中一台彩色）；12 对控制处理机 CP60，3 个处理机机柜，32 个 I/O 机柜（其中 4 个远程布置），16 个继电器柜和 2 个配电柜。

公用系统配置了 2 对控制处理机 CP60，1 个处理机机柜，3 个 I/O 机柜（其中 1 个远程布置），3 个继电器柜和 1 个配电柜。

两台机组合用 1 集中控制室。采用 I/A 分散控制系统实现单元机组炉、机、电集中控制。在集控室内以操作员站为控制中心，以 LCD、大屏幕显示器鼠标和键盘作为机组的主要监视和控制手段，在少量就地人员巡回检测和少量操作的配合下，在集控室内实现机组的启动、正常运行及停止或事故处理等。每台机组设置两块大屏幕显示器，不再设置常规显示仪表和报警光字牌，仅设置个别独立于 DCS 的后备启/停和跳闸操作手段。

循环水泵房、燃油泵房控制采用远程布置的 I/O 站（即把 FBM 组件布置在就地）实现，通过光缆接入单元机组的 I/A 系统，在单元控制室监控。此外，在汽轮机、发电机、锅炉本体检测部分也采用了四个远程布置的 I/O 机柜。

单元机组电气发变组和高、低压厂用电源纳入 DCS 监控。

### 2.4.2 控制处理机及实用 I/O 点分配

在太仓港环保电厂二期工程的 2×300MW 机组的 I/A 分散控制系统中，控制处理机的分配采用按功能区的分配方式。单元机组的控制处理机 CP60 的分配如下：

MCS：3 对 CP60（锅炉侧 2 对、汽轮机侧 1 对）。

DAS：2 对 CP60（锅炉、汽轮机侧各 1 对）。

FSSS：3 对 CP60。

SCS：3 对 CP60（锅炉 1 对、汽轮机侧各 2 对）。

ECS：1 对 CP60。

单元机组 I/O 总点数约为 6000 多点，两台机组公用部分的 I/O 点数约 950 点（上述点数未包括 DEH、MEH 和 FGD 的点数）。详细的 I/O 点分配情况见表 6.7-1。

表 6.7-1 机组的 I/O 数量

I/O		MCS	FSSS	SCS (B/T, G/A)	DAS		TOTAL
					DAS	Remote DAS	
AI	4~20mA	266	58	86	296		706
	RTD	26	20	62	70	486	664
	TC	58	2	8	215	86	369
PI					17		17
DI	DI	45	695	1901	482		3123
	SOE				215		215
AO		137					137
DO		18	297	1042			1357
TOTAL		570	1072	3099	1295	572	6588

## 3 西屋公司的 Ovation 专家控制系统

### 3.1 系统构成

Ovation 专家控制系统由两大部分组成：数据高速公路

和各个站点。它以数据高速公路为纽带，构成一个完整的监控系统。站点包括两大类：与生产过程接口的分散处理单元（DPU）；人机接口装置，包括操作员站（OPS）、工程师站（ENG）、历史数据站（HSR）、智能设备管理站（AMS）、OPC SIS 接口站等。同时还可以和其他的控制系统以及信息系统进行标准化的开放连接。

整个控制系统的设计特点是：

（1）分布式的功能设计。Ovation 系统中所有工作站属于对等结构，任何一个站的工作不依赖于其他站，因此可以将重要的应用功能分散到各个独立的站点中，以确保发生故障时能继续运行。

（2）简化硬件和软件设计。Ovation 严格按照工业标准，采用普遍认可的、当前流行的硬件、软件、网络和通信接口，如开放的快速以太网、Windows 工作站、Intel 奔腾系列处理器、AutoCAD 软件等，从而简化了整个组态和实施过程。

（3）用冗余组态获得最大的可靠性。Ovation 提供数据网络、控制器、I/O 卡件、历史站、操作站、电源等多个层次的冗余组态方式，以获得最高的系统可靠性。

（4）直观的系统诊断。嵌入式的容错和诊断程序使 Ovation 系统的维护量保持在最低水平，操作人员可以通过系统部件上的颜色指示灯、报警或者状态画面、音响报警等确定问题出在哪里。

（5）易于组态。Ovation 包括一套直观的编程工具，这套编程组态工具是基于很多大家熟悉的第三方软件工具而设计和开发的，如 Oracle、AutoCAD 等，使用户工程设计和组态的时间减到最少。

（6）扩展性强。Ovation 的开放式设计，严格遵循工业标准，使其成为一个灵活而开放的平台，方便用户自由扩展。

（7）维护量少。模块化部件、强有力的诊断程序和简化的系统设计有效地减少了维修负担。I/O 子系统的组装非常简单，不需要跨接线、总线连接、工具和特殊的操作，均可在线更换。

### 3.2 网络特点

Ovation 网络是一个严格遵循 IEEE 标准、全冗余和容错功能的强大商用通信网络。网络设计秉承开放性理念，基于快速以太网技术，广泛采用商业化的硬件设备，不再需要专门的网关和接口，并能完全和公共的 LAN、WAN 以及企业内部网连接。

Ovation 网络是一个完全确定的实时数据传输网络，即使在工况扰动的情況下也决不丢失、衰减或延迟信号。Ovation 网络的特点有：

（1）基于先进的快速以太网交换技术，采用冗余交换机作为网络拓扑设备。

（2）电缆可采用光纤和铜质电缆组合方式，有 UTP 型、多线光缆型和单线光缆型。

（3）站点容错组合能力，检测和诊断出错信息。

（4）支持串级、多层拓扑，以及多网络连接。

（5）网络光缆总长可达 200km。

（6）Ovation 站点直接和高速公路通信，以便发送和接收实时数据和控制指令。

（7）PLC 可成为 Ovation 数据高速公路的直接站点。

单元机组控制系统中，一般以成对方式配置网络交换机，为每个网络节点提供冗余的连接端口。最上层的一对交



交换机称为根交换机,然后可以根据具体系统的需要进行级连扩展,每次扩展都增加一对扩展交换机。交换机的级连层次限制为两层,以确保网络节点故障恢复能力。

支持多网络结构是 Ovation 系统的另一个重要特性。Ovation 系统一般将同一个电厂的多个机组以及公用系统连接成这种多网络结构,以便每台机组都有控制公用系统的权利(由于互锁的设置,同一时刻,仅有一台机组的控制系统能够控制公用系统)。多网络结构的另一个典型应用是将电厂的辅助控制系统与机组控制系统集成到一起,实现统一的监视管理和控制功能。

### 3.3 核心数据库

作为整个控制系统的核心,Ovation 采用 Oracle 关系数据库来存储和管理系统配置信息、控制算法信息和过程点信息,并维护所有数据的一致性和完整性。所有编程组态工具和用户接口都可以将它们的相关数据存储在 Ovation 数据库中,供控制系统使用。

Ovation 数据库包含一个主数据库和多个分布式数据库。主数据库一般运行于工程师站上,而每个其他工作站都运行一个独立的分布式数据库,内含主数据库的部分信息。每个站的分布式数据库都会定时从主数据库获取信息的更新,以保持与主数据库的一致。

在控制系统组态时,所有的修改更新信息将存储在主数据库中;当这些修改被装载到控制器或者某个工作站后,主数据库将向每个分布式数据库广播这些更新数据,以保持系统信息的一致性。

主数据库也会周期性地广播主/备控制器信息、站点的不匹配信息、当前的顺序号等。客户端利用这个顺序号可以确定是否需要单独向主数据库申请发送更新信息。

### 3.4 控制器

Ovation 控制器严格遵循开放式工业标准进行设计,以保证其扩展性和灵活性。控制器核心采用 Intel 奔腾处理器,并提供抢占式的 32 位实时多任务、PC 兼容操作系统等功能,保持用户在控制器软件上投资经济性。

Ovation 控制器执行简单或复杂的调节、逻辑控制、数据采集,提供与 Ovation 网络和 I/O 子系统的接口。控制器内部使用标准 PC 结构并提供无源 PCI/ISA 总线接口,可以和即插即用(plug and play)的标准 PC 产品相兼容。Ovation 控制器使用多任务商用实时操作系统(RTOS)处理数据。RTOS 用来执行和协调多应用区域的控制、与网络通信以及对控制器内部统一管理。Ovation 控制器的特点有:

- (1) 安全可靠,适于执行关键控制任务。
- (2) 控制器能够完全无扰切换。
- (3) 控制器低功耗,无风扇运行。
- (4) 支持虚拟 I/O,兼容第三方产品数据通信、控制、用户 C 语言编程和仿真软件。
- (5) 支持多任务和抢占式调度,完全符合 POSIX1003.1b 的开放系统标准。
- (6) 内置 Ovation 和 WDPF I/O 接口。
- (7) 集成 SOE 功能。
- (8) RTOS 所占内存仅为 32kB,RTOS 存储和启动使用闪存。
- (9) RTOS 的模块式结构只执行控制算法和通信的功能。
- (10) 应用程序的组态程序记录在闪存中。

Ovation 控制器的规格和性能如表 6.7-2 所示。

表 6.7-2 Ovation 控制器的规格和性能

处理器	Intel
内存	128MB Flash 和 128MB RAM
总线结构	PCI 总线
网络端口	4 个 10/100MB 以太网端口
电源	24VDC 40W
发生点(有点名)	最多到 16 000,具体容量与处理器和内存有关
过程控制任务	最多五个具有不同回路执行时间的任务。两个执行时间固定,三个执行时间自定义
过程控制任务执行时间	10ms~30s,10ms 增量
本地 Ovation I/O	支持 2 组,每组最多 8 个独立分支,每分支 8 个模块,因此每对控制器最多 128 个模块
本地 Q-Line I/O	支持一个 48 块 Q 系列卡件节点,和一个附加节点(支持 48 块卡件)
远程 Ovation I/O	最多 8 个节点,64 个模块
远程 Q-Line I/O	最多 8 个节点,48 个卡件
最大硬接线 I/O 量	模拟量 1024 点;数字量或者 SOE 2048 点
虚拟 I/O 能力(通过以太网 TCP/IP 和其他标准协议连接)	Allen-Bradley PLC DF-1 GE MarkV/VI GSM Modbus/TCP FF 现场总线 Profibus 网关 GE Genius I/O Toshiba 汽轮机控制系统 MHI 汽轮机控制系统 外接 Ovation 网络
尺寸	宽 20in,高 8in,深 7in

注 1in=2.54cm。

Ovation 控制器具有同时处理五个过程控制任务的能力,扫描频率 10ms~30s。每个控制任务由 I/O 过程点扫描、算法执行和输出扫描组成。五个控制任务中,有一个 1s 的任务和一个 100ms 的任务,其余三个任务的扫描频率由用户自定义,以适应具体的控制需求。

控制器所执行的控制策略由带有一组算法的控制组态页文件定义。每个控制组态页文件包括控制算法、文档和在线诊断监视画面。每个控制器可以运行多达 6000 个控制组态页文件。

Ovation 控制器可以根据每个过程点的定义,在输入量程的范围内执行基本报警处理功能。任何一个点报警的状态将会在 Ovation 网络上不断的更新和广播。Ovation 控制器具有报告 6 种独立的报警能力:①4 个高限;②用户定义高限;③最高的增幅限制;④4 个低限;⑤用户定义低限;⑥最低的增幅限制。

Ovation 控制器的冗余功能是自动容错控制。Ovation 控制器还能完成另外两种功能:

- (1) 仿真功能。能够直接使用仿真 I/O,而不是真实的硬件 I/O 系统。这个功能可以使用 FAT 的过程模型来测试



控制策略。

(2) 先进控制功能。支持运行先进控制算法,包括神经网络、模糊逻辑、MPC(多变量控制)、DMX和其他先进控制算法。

### 3.5 I/O 模块

Ovation I/O 为模块化设计,用符合 DIN 制标准的单点导轨固定,以快速方便进行安装。I/O 模块内置连接器,取消了电源和通信之间的连接导线。由于采用软件进行模块组态,所以根本不需要跳线或者拨码开关。I/O 模块的设计特点有:

- (1) 插入式元件设计满足长期使用的可靠性要求。
- (2) 用单点 DIN 制标准导轨固定的模块,可快速方便地安装和组态。
- (3) 内置连接器取消了供电和通信连接导线。
- (4) 利用电子 ID,识别模块类型、组、系列号和版本号。
- (5) 少量的模块种类减小了库存成本。
- (6) 高密度组合元件减小了系统占的空间。
- (7) 提供冗余电源,确保系统的可靠性。
- (8) 每个模块都有标准化的状态指示灯和彩码诊断信息。
- (9) 远程 Ovation I/O 提供灵活、低成本的方法为整个工厂各个关键部位组织分布式 I/O 模块。

每个 I/O 模块都包括电子模块和特性模块。

(1) 电子模块。可将现场信号转换为数据,然后将数据发送至控制器。电子模块的种类包括数字和模拟的输入和输出模块、触点输入、RTD 输入、脉冲累加器和计数器以及数据联结控制器等模块。

(2) 特性模块。以 I/O 的类别或类型为特征,并提供许多保护功能。特性模块上装有熔丝,当现场设备线路短路时对电路进行保护。作为抗浪涌功能之一的信号调节功能,可以疏散电压“峰值”以保护电子设备。信号调节还指明了电压施加到继电器上的方向,或使用的模拟量输入卡的类型。

I/O 模块支持远程部署,即安装在距离现场设备非常近的机柜中,利用光缆与控制器机柜相连。这种布置可以大大节省现场信号线缆,降低成本。远程 I/O 和本地 I/O、多个远程 I/O 可以接至同一个控制器。远程 I/O 非常易于组态配置,不需要修改数据库内容。根据介质种类的不同,每个远程 I/O 接口最多可以支持 128 个 I/O 模块。远程 I/O 支持冗余处理器、冗余通信、周期性通信诊断、故障修正等功能,以提高可靠性。

#### 3.5.1 14 位模拟量输入模块

14 位模拟量输入模块由电子模块和特性模块组成,提供 8 路相互隔离的模拟量输入通道,输入信号由特性模块进行处理并送往电子模块。特性模块提供浪涌保护、过电流保护,以保护电子模块的输入电路。电子模块实现模数转换并通过接口将数据送入 Ovation 的 I/O 总线。

模拟量输入模块支持 4~20mA 的电流信号或者  $\pm 1V$  的电压信号。模块上的 LED 表示电源正常、通信正常或者内部故障。

#### 3.5.2 模拟量输入模块(TC)

模拟量输入系统为 8 路单独隔离的模拟输入提供了信号调制和独立的模数转换器。每个输入通道将电压输入信号转换为成比例的频率信号。这 8 路频率信号(每个输入通道 1

个信号)通过隔离栅,将作为 8 个单独计数器的时钟。微处理器再将计数器的计数值转换为 13 位的数,以代表输入信号的数值。

所有的电压输入模块还可以有第 9 个输入通道。当有热电偶信号输入时,这个数字通道可以测量端子板的温度,以便进行热电偶输入的冷端温度补偿,此通道也可以用做机柜的温度测量。

模拟量输入模块的典型特点是:

- (1) 输入信号互为隔离。
- (2) 每路通道有一个 A/D 转换器。
- (3) 功耗低,每路不大于 0.4W。
- (4) 13 位分辨率,包括符号位。
- (5) 正常状态下每秒刷新 10 次。
- (6) 端子板带温度传感器,可进行冷端温度补偿。
- (7) 每路电流输入配有熔丝保险。

#### 3.5.3 RTD 输入模块

Ovation RTD 输入子系统,可以将现场测温的热电阻(RTD)信号转换为与 Ovation I/O 总线匹配的数字量信号。RTD 输入模块具有四个相互隔离输入通道,每个通道都有一个可编程的恒流源电流作为现场 RTD 的激励电流。激励电流的量值定义输入通道的刻度范围。在微处理器的存储器中最多可存有 256 个刻度范围。Ovation I/O 控制器可为每一个通道选择一个适合的刻度范围。

每个通道的输入都有送至频率转换器的独立的同步电压转换为与输入电压成比例的频率输入信号。每个通道的频率信号都经过光隔离器,以防止电源的干扰。经过转换得到的结果和状态位信号存储在模块的双口存储器内,供 Ovation I/O 控制器读取。

RTD 输入模块的典型特点是:

- (1) 四个互为隔离或对地隔离的 RTD 输入通道。
- (2) 支持 2、3、4 线制的 RTD 连线。
- (3) 接收各类 RTD 信号: 5~600 $\Omega$ 。
- (4) 由软件选定输入刻度范围。
- (5) 每个模块支持多种热电阻类型。
- (6) 可单独设定每个通道的刻度范围。
- (7) 无需桥路或电阻模块。
- (8) 抗噪音干扰强。
- (9) 带电流开路和输入开路检测。
- (10) 周期性自校验,每 8s 执行一次自动增益和自动零点校准。

#### 3.5.4 模拟量输出模块

Ovation 模拟量输出模块提供 4 路隔离直流输出,可以驱动电压型或电流型设备。主系统的处理数据通过 Ovation I/O 总线送到 I/O 模块,通过光隔离器再到每个数模转换器后送到输出放大器。每个微型变压器为每个隔离通道提供电能。各通道的数模转换器的输出将馈送到放大器,并生成模拟电压或电流。模拟电压或电流最终送到实现暂态保护功能的模拟量输出特性模块后送往相应的现场端子板。

模拟量输出模块的典型特点是:

- (1) 输出信号互为隔离。
- (2) 1000V 等级隔离。
- (3) 分辨率 12bit。
- (4) 高速刷新数据。
- (5) 故障情况输出可由软件组态,保持最后输出值或者复位置零。
- (6) 回路短路输出保护。

(7) 通信超限时间可配置, 范围是 62ms~16s。

(8) 板载回路电源。

### 3.5.5 数字量输入模块

数字量输入模块由电子模块和相应的特性模块组成, 为 16 路数字输入提供电压电平输入检测, 既能处理交流信号, 也能处理直流信号, 范围从 24~125V 单端输入或差动输入。接点供电电源通过本地附加总线或外部提供。

现场输入电路通过端子板接到对应的电子模块管脚, 由特性模块对 16 路隔离差分输入或 16 位单端输入信号进行抗浪涌保护和组态。输入信号经限流、光隔离, 并由电子模块转换为符合要求被认可的 ON 或 OFF 状态后, 被锁存再送到 I/O 总线, 供 I/O 控制器使用。

数字量输入模块的典型特点是:

- (1) 单端隔离差动输入。
- (2) 每路输入状态用 LED 指示。
- (3) 使用逻辑电路选择现场输入信号的光隔离。
- (4) 熔丝供电电源 (仅限单端输入)。
- (5) 可带电插拔。
- (6) 符合 IEEE 耐浪涌能力。
- (7) 符合 EN 61000-4-2 和 EN 61000-4-4~6 标准。
- (8) 现场电缆全长 1000 英尺 (50pF/ft 电缆)。
- (9) 电子 ID 识别模块类型、组、系列号和版本。

### 3.5.6 接点输入模块

接点输入模块由电子模块和相应的特性模块组成, 通过检测 16 个单端输入信号的电流, 监视现场接点的开闭状态。它的 48V DC 板上电源提供接点供电电能, 而不再需要单独的供电电源。在每个输入和返回线上都有接地故障检测功能, 这样可以定位出接地故障地点, 并形成简单的报告故障或数据无效等信息。

现场输入从端子板开始, 经过电子模块、抗浪涌保护, 再由特性模块组态形成 16 个单端输入信号。对输入信号进行电流限幅、光隔离、滤波、防反跳处理后, 电子模块将其转换成逻辑形式的 ON 或 OFF 状态。信号锁存后送往 I/O 总线, 供 I/O 控制器使用。

接点输入模块的典型特点是:

- (1) 提供 48V DC 板上接点供电电源。
- (2) 各输入状态 LED 指示。
- (3) 每个输入/返回线上有接地故障检测。
- (4) 接地故障状态组态。
- (5) 报告接地故障。
- (6) 报告接地故障并取消无效数据。
- (7) 逻辑电路选择现场输入信号的光隔离方式。
- (8) 可带电插拔。
- (9) 符合 IEEE 耐浪涌能力。
- (10) 符合 IEC 801-2 和 801-4~6 标准。
- (11) 防接点反跳。
- (12) 电子 ID 识别模块类型、组、系列号和版本。

### 3.5.7 SOE 模块

SOE 模块是与 I/O 接口总线兼容、用来测试历史事件顺序的子系统。这种模块监视现场点并标出点状态改变的时间标签。SOE 模块是 SOE 子系统中的一个元素, 它的功能是收集一组用户组态的接点输入状态变化的序列。控制器将扫描 SOE 模块并读入缓冲区, 同步比较 SOE 模块和数据高速公路的时钟, 然后将信息发至两个指定站中的一个。

SOE 模块的典型特点是:

- (1) 16 点输入, 支持数字量、或者单边接点和差分

输入。

(2) 信号范围:

- 24V AC/V DC 单端输入;
- 24V AC/V DC 差动输入;
- 48V DC 单端输入;
- 48V DC 差动输入;
- 125V AC/VDC 单端输入;
- 125V AC/VDC 差动输入;
- 48V DC 板上湿电源。

(3) 控制器内的事件时间标记分辨率为 1/8ms。

(4) 控制器间的事件时间标记精度为 1ms, 包括高速通道时间误差。

(5) 打印报表前延迟 40s。

(6) 可组态事件标记和振动控制。

(7) 每个通道的接点防反跳时间为 4ms。

(8) 提供冗余电源。

### 3.5.8 数字量输出模块

数字量输出模块可以直接与处理器、机械式或固态继电器设备接口。其典型特点是:

- (1) 16 路单端吸电流输出, 输出电压 0~60V DC。
- (2) 常规返回, 与逻辑地电子式隔离。
- (3) 每通道单独的 LED 状态指示。
- (4) 符合 IEC 801-4 等级 4 和 IEC 801-5 等级 3 标准。
- (5) 从 I/O 总线到现场输出的光隔离对。
- (6) 支持继电器板。

(7) 对接点的时间输出周期和动作 (关或保持) 可用软件组态通信。

(8) 保险丝熔断检测。

### 3.5.9 继电器板接口模块

继电器板接口模块是配合数字量输出而使用的, 其结构紧凑, 采用 DIN 导轨进行安装, 其支持的继电器有:

- (1) 每板 16 个单节点 Form C 继电器。
- (2) 每板 8 个双节点 Form C/X 继电器。
- (3) 每板 16 个固态继电器。

### 3.5.10 脉冲累计模块

脉冲累计模块累计现场脉冲信号输入。脉冲量输入信号可能来自位置编码器、转速计和流速计。脉冲累计模块提供多电压类型的 2 个通道, 它还具有执行脉冲计数、脉冲宽度和频率的测量能力。

脉冲累计模块的典型特点是:

- (1) 采用固定时间内的计数脉冲, 可以测量输入脉冲的速度 (频率)。
- (2) 连续计数, 直到由控制器或外部现场控制输入发出停止指令。
- (3) 测量脉冲的占空比。
- (4) 计数累计模块采用 CE 系统标准。

### 3.5.11 HART 接口模块

HART 是工业过程仪表领域的标准数字通信协议。HART 输入/输出卡件能够实现现场智能仪表与 Ovation 系统的连接。操作人员可以通过 AMS 智能设备管理软件包来获取更多的仪表状态信息。HART 接口模块包括:

- (1) 8 端口 HART 模拟量输入模块。
- (2) 8 端口 HART 模拟量输出模块。
- (3) 8 端口高性能 HART 模拟量输入模块。
- (4) 4 端口高性能 HART 模拟量输出模块。

HART 接口模块的典型特点是:



- (1) 直接连接 Ovation 专家系统和现场智能设备。
- (2) 采用 AMS 智能设备管理软件包来收集设备信息和维护。
- (3) 在标准的 4~20mA 回路上利用频移键控正弦波传递信息。

- (4) 模块化, 单独隔离通道 (高性能模块)。
- (5) 每通道都有独立的 HART Modem (高性能模块)。

HART 模拟量输入模块的特性有:

- (1) 8 路 4~20mA 模拟量输入通道。
- (2) 每个通道配置 250 $\Omega$  通道电阻。
- (3) 逻辑线路板通过光电隔离器实现隔离。
- (4) 16MHz 微控制器控制 A/D 转换和 HART。
- (5) 提供 RS232 端口, 以修改逻辑板上的闪存。
- (6) 设有 2 线制变送器保险。
- (7) FHI 现场电路和 Ovation I/O 总线之间 $\pm 1000\text{V}$  电隔离。
- (8) 软件可定义 I/O 总线的看门狗定时器。
- (9) 电子 ID 信息存储在 EEPROM 逻辑板上。

HART 模拟量输出模块的特性有:

- (1) 8 路 4~20mA 模拟量输出通道。
- (2) 16MHz 微控制器控制 A/D、D/A 转换和 HART 接口控制。
- (3) 8 个通道共享的 14 位 A/D 转换器。
- (4) 8 位 A/D 转换器作为回路断线检查。
- (5) 通过设置开关将 4~20mA 的模拟量输出。
- (6) HART 设备信息可以根据需要进行选择。
- (7) 两个 MODAC HART 调制解调器 ASICs 进行调制和解调 HART 通信的频移键控信号。

- (8) 软件可定义 I/O 总线的通信超时周期。
- (9) 现场与逻辑电路间 1000V DC/RMS 电气隔离。
- (10) 电子 ID 信息存储在 EEPROM 逻辑板上。

高性能 HART 模拟量输入模块的特性有:

- (1) 8 路 4~20mA 模拟量输入通道。
- (2) 每个通道与 I/O 总线电气隔离, 通道间使用独立的 HART Modem 隔离。
- (3) 每个通道配置 250 $\Omega$  通道电阻。
- (4) 逻辑线路板通过光电隔离器实现隔离。
- (5) 8MHz RISC 微控制器控制 A/D 转换。
- (6) 16MHz 微控制器控制 HART。
- (7) 每通道独立的保险。
- (8) FHI 现场电路和 Ovation I/O 总线之间 $\pm 1000\text{V}$  电隔离。

- (9) 软件可定义 I/O 总线的看门狗定时器。
- (10) 电子 ID 信息存储在 EEPROM 逻辑板上。

高性能 HART 模拟量输出模块的特性有:

- (1) 4 路 4~20mA 模拟量输出通道。
- (2) 每个通道与 I/O 总线电气隔离, 通道间使用独立的 HART Modem 隔离。
- (3) 软件可定义 I/O 总线的通信超时周期。
- (4) 现场与逻辑电路间 1000V DC/RMS 电气隔离。
- (5) 电子 ID 信息存储在 EEPROM 逻辑板上。

### 3.5.12 链接控制器模块 (LC)

链接控制器模块是可以和第三方设备或系统串行通信的控制器, 它是一种插板式计算机, 利用板载的 Intel 微处理器处理串行通信任务。链接控制器模块安装在控制器 I/O 底板上, 可以和一个控制器相连, 有 2 个串行端口, 供第三方

设备或系统通信或者编程, 也可以和 IBM 兼容计算机 COM1 或 COM2 串行端口相连。

链接控制器模块支持 Ovation 标准协议包, 也支持用户 C 程序。标准的协议包有 Modbus RTU (主或从)、Allen Bradley DF1、Woodward Governor、ABB Turbine、Reliance PLC、Opto22、GE Speedtronic Mk IV、Vilter compressor、Kaye Netpac 等。

链接控制器模块的典型特点是:

- (1) 16 位处理器 (80C186), 可以执行 IBM 兼容个人计算机代码。
- (2) 1M 字节静态随机访问存储器。
- (3) 64k 字 EPROM, 用于个人机 BIOS 用户版本。
- (4) 256k 非易失性存储器, 用于存储操作系统程序和应用程序。
- (5) 4k 字双端口 RAM, 用于 I/O 总线和 LC 之间的数据交换。
- (6) RS232/422/485 电流隔离 COM1。
- (7) 支持冗余, 具有热交换能力。
- (8) 可直接连 PC 的非隔离 RS232 编程端口。
- (9) 可执行标准 PC 代码, 因此可以选择 PC 作为开发与测试平台。
- (10) 支持用户自定义的应用程序、计算、协议等。
- (11) 双向通信, 每秒 250 点吞吐量。
- (12) 所有内部元件最大耐温 85 $^{\circ}\text{C}$ 。
- (13) 电子 ID 识别 I/O 模块类型、组、系列号和版本号。

### 3.5.13 速度检测模块

速度检测模块通过检测转速计输出信号的频率而得到设备的运行速度。它将转速计输出的频率信号转换成 16bit 和 32bit 二进制数。16bit 输出值, 以 5ms 速度更新信息, 用来检测设备的运行速度。32bit 输出值, 也以适当的速度更新数据, 控制设备的运行速度。

速度检测模块由一个现场卡和一个逻辑卡组成。现场卡内有一个信号处理电路, 用来读取转速器送来的正弦或脉冲序列输入信号。在转速计和逻辑卡信号之间采用光学耦合器进行信号电子隔离。

速度检测模块的典型特点是:

- (1) 接收转速器输出的正弦或脉冲序列输入信号。
- (2) 5ms 更新率的超速检测。
- (3) 多种更新速率以适应速度控制规则。
- (4) 采用独立控制器进行速度检测, 采用双板载 Form C 型继电器以快速反应超速状态。
- (5) 回路开路检测功能。
- (6) 冗余电源。
- (7) 现场信号与逻辑信号之间 1000V 电气隔离。
- (8) 16 位分辨率为 1Hz, 32 位分辨率为 1/65 535Hz。

### 3.5.14 阀定位模块

阀定位模块提供汽轮机阀的闭环位置控制。该模块是电液伺服阀执行器和 Ovation 控制器之间的接口, 取决于阀的结构 (包括它的节流阀、调节器、节流装置、信号取出方法和旁路)。

阀定位模块可以设定阀的位置设定值, 通常这是由 Ovation 控制器来完成的。当阀定位模块工作在本手动方式时, 由隶属于 SLIM 或 LIM 操作员接口站完成阀位设定值的控制工作。在模块内部, 80C196 微处理器提供实时阀位的闭环 PI (比例积分) 控制。阀位设定值处理冗余输出



控制信号, 这些控制信号驱动电液伺服阀执行器上的线圈和安装在阀杆上的 LVDT 而检测到的阀位信号一起构成闭环回路。

阀定位模块的典型特点是:

- (1) PI 回路扫描时间 10ms。
- (2) PI 增益和积分时间常数可编程设定。
- (3) 可手动或正常模式控制。
- (4) 电隔离输入/输出种类:
- 3 个备用伺服阀执行器线圈驱动输出;
- 1 个 LVDT 初级绕组励磁输出;
- 1 个 LVDT 次级绕组输入;
- 1 个数字量输出 (手动 Manual);
- 1 个数字量输入 (关闭 Shutdown);
- 1 个阀位点反馈电压测试点;
- 1 个 RS485 串口 (SLIM 接口)。
- (5) 一个用于本地调校与诊断的非隔离 RS232 串口。
- (6) 最多支持 3 个冗余伺服阀门执行器的线圈驱动输出。
- (7) 支持冗余线圈和冗余 LVDT 功能。
- (8) 支持 LVDT 的初级励磁绕组和双次级反馈绕组接口。
- (9) 独立于控制器的、用于紧急关断阀的 24V/48V DC 输入。
- (10) 16 位微控制器看门狗定时器监视伺服阀执行器线圈驱动。
- (11) 用于 I/O 总线通信的计时器、监视器。
- (12) 冗余配置选项, 具有热切换能力。
- (13) 就地调校功能。
- (14) 线圈开路/短路诊断。
- (15) 支持阀门操作的单一模式和顺序模式。
- (16) 耐 ±1000V 绝缘隔离。

### 3.5.15 伺服驱动模块

伺服驱动模块连接 Ovation 控制器与两个电液伺服阀执行器。每个汽轮机阀门接一个电液伺服执行器或者伺服马达。通常汽轮机的主阀门通过阀门上的伺服驱动模块来控制。

伺服驱动模块的典型特点是:

- (1) PI 回路扫描时间 10ms。
- (2) PI 增益和积分时间常数可编程设定。
- (3) 仅支持正常模式控制。
- (4) 两个伺服阀执行器线圈驱动输出。
- (5) 支持冗余线圈和冗余 LVDT 功能。
- (6) 两个直流 LVDT 或交流 LVT 输出。
- (7) 两个直流 LVDT 或交流 LVT 输入。
- (8) 16 位微控制器。
- (9) 伺服阀执行器线圈驱动输出的看门狗定时器。
- (10) I/O 总线的看门狗定时器。
- (11) 交流 LVT 的冗余反馈 (可选)。
- (12) 一个用于本地调校与诊断的非隔离 RS232 串口。
- (13) 就地调校功能。
- (14) 线圈开路/短路诊断。
- (15) 具有热插拔能力。

### 3.5.16 回路接口模块

回路接口模块提供单回路模拟量和数字量输入、输出过程控制。过程信息显示在 Ovation 过程图形中, 允许手工控制该回路。回路接口模块支持如下的输入和输出:

- (1) 2 路相互隔离的模拟量输入信号, 每秒转换数据 10 次。
- (2) 1 路隔离的模拟量输出信号。
- (3) 2 路相互隔离的数字量输入信号 (用于回路功能)。
- (4) 2 路相互隔离的数字量输出信号 (输出信号共地, 但和其他 I/O 电路的信号隔离)。

回路接口模块可以和几组模拟量输入、输出信号相连组成一个单控制回路。除了可以利用 Ovation 串行端口总线通信外, 回路接口模块提供一个 RS-422 通信串行端口。

回路接口模块有两种类型, 一般型和电驱动型。在一般型接口模块中, 通过接口模块将模拟量输入信号转换成工程量数据后进行计算、显示, 提供一个输出到现场的模拟量输出信号。在电驱动型接口模块中, 通过接口模块将模拟量输入信号转换成工程量数据后进行计量、显示, 提供二个输出到现场的数字量输出信号。在电驱动型中, 一个输出表示高电平, 另一个输出表示低电平。脉冲式输出信号的执行周期和高低电平的动作相匹配。电驱动 2 型接口模块允许软件组态一个固定低电平 (无脉冲) 输出信号, 用以规定零点。这种功能可以在不包括本地控制的所有控制方式下进行。

回路接口模块的数字量输入信号是用来执行回路控制功能的, 用数字量输入信号规定输出信号高电平或低电平的优先级。优先级控制决定了从控制器或回路接口模块来的要求输出的输出信号的先后次序, 在一般型和电驱动型模块中都有此功能。

回路接口模块的典型特点是:

- (1) 16 位处理器, 可执行 IBM 兼容个人计算机代码。
- (2) 连接回路接口模块的 RS-422 串行端口。
- (3) 符合 IEEE 抗浪涌性能。
- (4) 报告点的状态。

## 3.6 人机界面

Ovation 用户界面使用商业的实时操作系统, 提供了强大而灵活的操作和维护能力。Ovation 可以按照您选择的标准平台提供用户界面: PC、UNIX、Java/浏览器工作站版本。PC 版本使用 Microsoft Windows 操作系统, 而工作站版本则结合了 Sun 微处理系统强有力的操作系统。任何一种平台都能作为工程师或操作员界面来完成读取和处理企业级的所有数据。

### 3.6.1 Ovation 操作员站

Ovation 操作员站提供了一个高分辨率的窗口, 以处理控制画面、诊断、趋势、报警和系统状态的显示。通过工作站, 用户可以获取动态点和历史点、通用信息、标准功能显示、事件记录和一个复杂的报警管理程序。

Ovation 操作员站的典型特点是:

- (1) 三种标准平台可供选择, 有 Solaris 系统、Windows 系统、Java/浏览器远程工作站。
- (2) 单显示器或双显示器支持, 全面多任务操作。
- (3) 使用开放式环境, 具有兼容不同的第三方组件或软件的能力。
- (4) 操作员站允许对 15 万动态点进行访问。
- (5) 具有快速直接访问信息能力, 例如, 通过导向调节显示页的缩放。
- (6) 支持多种语言、字符集和文化背景转换的能力。
- (7) 标准平台确保多用户支撑和对将来硬件发展的兼容性。

用户可通过选择操作员站监视器上的图标来访问标准操作员站：过程画面、趋势、报警、组态显示、算法参数调节、浏览用户过程控制、报表、性能计算等功能。当图标被激活时，相应的标准控制功能会显示在一个窗口内，它可以按照多窗口显示的格式被任意调整尺寸和移动，最多可由7个不同功能的窗口同时显示。这些窗口可以任意调用、定位和调节。操作员站可调用存储在硬盘内的由工程师站用CAD类型的图形建立器绘制的用户过程画面。过程画面可定义为操作员站通用和特定站使用两种方式。

### 3.6.2 Ovation 工程师站

Ovation 工程师站使用 Windows 环境和高分辨率的显示画面来执行编程、操作和维护功能。工程师站在操作员站功能的基础上增加了创建、下载和编辑过程图像、控制逻辑和过程点数据库等所需的工具。

Ovation 工程师站的典型特点是：

- (1) 支持数据库和控制组态。
- (2) 支持各种显示图像和操作画面的组态。
- (3) 进行报表和历史点的组态。
- (4) 执行在线控制和图形编程双重功能。
- (5) 重新使用图形源码，存储时间和确保图表转换的连贯性。
- (6) 用系统参考工具库在线使用各种手册。
- (7) 多窗口功能允许用户同时对控制、数据库和图形进行编程。
- (8) 支持工业标准 (ODBC/SQL)，允许兼容其他数据库系统。

为了组态和维护 Ovation 系统，Ovation 工程师站包含了称为高效工程工具的一整套工具。这些工具用来创建和编辑过程图像、控制逻辑、键入过程点数据库和站点组态文件，并将新建或改变后的数据文件存入系统软件服务器。

工程师站提供一套带安全系统的、简单易用的图形用户界面、分布式数据库，每个站点处理它相关部分的数据，再通过网络连接在一起，汇总到工程师站。所以，工程师站数据库具有一致和精确的可维护性。

### 3.6.3 Ovation 历史站

Ovation 历史站为整个 Ovation 过程控制系统的过程数据、报警、SOE 和操作员记录，提供大容量的存储和检索。它能组织巨大数量的实时过程数据和有意义的信息，并将之提供给操作员站、工程师站和系统维护人员。所有过程数据可以以 0.1s 或 1s 的时间间隔扫描和存储，以备今后恢复和分析。收集的数据可在工程师站/操作员站上显示、打印、传输给其他文件或归档。Ovation 历史站的典型特点是：

- (1) 高速扫描数据并处理 (0.1s 和 1s) 高速、高效、灵活的组织实时过程数据点。
- (2) 通过模拟量数据压缩模块，优化存储内存。
- (3) 数据恢复连续无缝的用户界面。
- (4) 提供便利的自动数据文件目录帮助恢复过程信息。
- (5) 全冗余操作自动数据和文件恢复。
- (6) 可选择标准硬件设计适合特殊要求。

### 3.6.4 Ovation LOG 记录服务器

Ovation LOG 记录服务器提供打印机管理报表定义及报表生成功能。打印机可直接连接到记录服务器上，亦可直接连接到以太网上。记录服务器包含的功能如下：

- (1) 基本 LOG 服务器软件包。运行和监视其他服务，包括打印机管理器、报表生成器、屏幕拷贝及报警监视。该软件包在历史站上运行，并显示系统所有 LOG 服务器状态。

(2) 报表建立器。定义 LOG 报表，包括报表格式、数据及报告触发器 (设定、事件、定时器)。报表建立器用 Spreadsheets 定义报表版面、支持报表模板及宏定义。LOG 服务器有足够的存储空间定义数以百计的 LOG 及报表。报表建立器一般运行在工程师站。

(3) 打印管理器。接受发自其他 Ovation 站的打印请求，并可根据优先级排序，允许用户查看打印队列、监视打印机状态或取消打印请求。

## 3.7 控制算法

Ovation 专家控制系统提供一整套能在控制器上运行的、功能全面的控制算法，可分为标准算法、非标算法和用户自定义算法三类。标准算法共 132 种，可分为如下几类：

- (1) 算术类。执行各种算术函数。
- (2) 人工 I/O 类。为过程点指定一个常数值。
- (3) 布尔类。使用数字量点执行布尔/逻辑运算。
- (4) CRT I/O 类。操作员键盘和 CRT 的接口。
- (5) 数字类。为数字量点所使用。
- (6) 现场 I/O 类。I/O 卡件的接口。
- (7) 高等控制算法类。将多个相关的控制功能合成为一个算法。
- (8) 限位器。限制模拟量的值。
- (9) 低等控制算法类。执行一个简单的控制功能。
- (10) 监视类。当条件满足时，监视一个或者多个点，并输出一个数字量。
- (11) 质量类。处理测点的质量。
- (12) 选择器。根据确定的条件选择一个模拟量值。
- (13) 顺序类。执行顺序控制。

## 3.8 先进控制策略

Ovation 专家控制系统不仅提供常规的控制算法，还提供了一组能够内嵌运行于控制器的先进控制策略。这些先进控制策略包括：

- (1) 模糊化算法。通用的模糊算法，支持定义处理区域。每个算法模块最多支持 3 个模糊变量、64 个模糊化区域。
- (2) 模糊 PID 算法。每个算法模块最多内嵌 4 个标准的 PID 算法，可以根据一个或者两个模糊变量将控制过程分为 4 个处理区域。
- (3) EDEVICE 算法。用于控制线圈、马达、双向马达和双速马达等类似的设备。
- (4) 吹灰器算法。完成吹灰枪的顺序控制、调度控制等。
- (5) ARX 模型算法。自回归算法，提供多输入多输出的线性传递函数模型。每个算法模块最多支持 10 个变量输入和 6 个过程变量输出。
- (6) DMC 算法。动态矩阵控制器 (Dynamic Matrix Controller)，属于预测控制算法，是基于阶跃响应模型的内模控制算法。
- (7) PBLOCK 算法。可编程算法块，支持 C 语言编程，可以将编制的新算法运行于控制器。
- (8) 神经网络算法。用于建模和控制，是最多支持 2 个隐层的多层感知器算法。每个算法模块最多支持 25 个输入和 3 个输出，第 1 个隐层最高支持 50 个神经元，第 2 个隐层最多支持 10 个神经元。



### 3.9 现场总线

Ovation 系统提供两种方式实现 Ff 现场总线设备连接, 一种是通过 Ff 网关实现, 另一种是通过 Ff 模块。

### 3.10 典型应用

四台 1000MW 机组的 DCS 均采用 Ovation 专家控制系统, 包括数据采集 (DAS)、模拟量控制 (MCS) (含旁路控制系统)、顺序控制 (SCS)、锅炉炉膛安全监控 (FSSS)、电气控制 (ECS)、给水泵汽轮机控制 (MEH) 等各项控制功能, 同时增加了采用先进控制算法实施的蒸汽温度优化功能。

每台单元机组配置 28 对控制器, 分配方式如下:

- (1) 模拟量控制 MCS, 6 对。
- (2) 燃烧管理系统 FSSS, 7 对。
- (3) 顺序控制系统 SCS, 11 对。

## 4 北京 ABB 公司 Industrial IT/Symphony 分散控制系统

### 4.1 Industrial IT/Symphony 系统的构成

Industrial IT/Symphony 系统是 ABB 公司于 2003 年推出的分散控制系统。系统采用了当前最先进的计算机技术、通信技术和控制技术, 同时也充分考虑工业控制所需要的先进、可靠和实用等要求, 保持了对工业控制应用的适应性。由于配备了大多数通用的标准通信接口及专用接口, 使其与其他控制设备的数据交换能力大大增加。Industrial IT/Symphony 系统是将过程控制和企业管理融为一体的新一代分布式过程控制系统。

Industrial IT/Symphony 系统由如下主要部分构成:

- (1) 通信网络。实现各个环节连接, 传递各种数据、信息和指令, 协调整个系统有序、高效、可靠地运行。
- (2) 现场控制单元 (HCU)。包括完成过程控制所必需的所有硬件, 如控制器、I/O 模块、端子单元和电源等设备。承担控制系统设计、组态、调试与维护管理等功能。
- (3) 人系统接口 (Power Generation Portal)。提供运行人员与分散控制系统之间的图形交流界面。
- (4) 系统组态和维护工具 (Composer)。承担控制系统设计、组态、调试与维护管理等功能。
- (5) 计算机接口 (ICI)。为分散控制系统支持外部计算机提供通信接口。
- (6) 网络接口单元 (NIL)。提供多个控制网络间数据交换的能力。

作为工业控制系统, Industrial IT/Symphony 系统除了具有 DCS 的基本性能以外, 还具有以下主要特点:

- (1) 功能强大的在线处理器。Industrial IT/Symphony 系统的控制器模块可以控制上百个回路, 监视上千个过程变量, 实现多任务的控制方式。它性能稳定, 适用于各种工业现场和工业应用。
- (2) 高速、高效、安全的通信网络。Industrial IT/Symphony 系统的控制网络层, 以 10MB 的速度在最多 62 500 个节点之间传递信息。信息以例外报告的形式传送到系统的各个角落, 极大地提高了通信效率, 发挥了智能数据链传输数据的优势。
- (3) 模块化结构。Industrial IT/Symphony 系统全部采用模块化结构, 易于组态、易于使用、易于扩展, 既可以按

DCS 的功能来配置 DCS, 也可以按工艺过程来配置 DCS。无论选择哪种配置方式, 都可以实现被控制对象的独立性、完整性。

(4) 全面、灵活的冗余方式。系统中从最基本的电缆、端子单元、电源模块, 到最高层的控制模块、系统接口、通信网络, 都可以冗余配置, 使系统具有较高的可靠性。

(5) 开放的系统结构。把过程控制、企业管理、市场规划结合起来, 提供一个全企业范围内的解决方案。

(6) 兼容与一致性。由于采用了合理的结构, Industrial IT/Symphony 与 ABB 贝利以往的分散控制系统 Network-90、Infi90、Infi90 Open、Symphony 完全兼容, 使用户的投资可长时间发挥效益。

(7) 先进、实用的工业控制算法。积累多年过程控制经验而编制出的 200 多种功能码, 可以让用户根据自己的要求, 选择有针对性的控制算法, 去实现它们的过程控制。这些功能码包括从四则运算到高级过程控制、从简单逻辑运算到成套的顺序过程控制等, 基本做到了应有尽有。

(8) 系统设计方便。系统设计过程不需要用户使用计算机编程语言。控制系统策略、人机接口画面的设计全部采用图形的方式设计。

(9) 友好、开放的人机接口界面。工作站式的人机接口, 除了提供操作员的全部功能外, 还可方便地与其他系统接口, 处理多种大量过程变量数据。

(10) 系统分层划分合理。现场控制单元内部的控制模块与 I/O 子模块通过通信的方式联系, 形成控制与 I/O 分开的控制方式, 提高了系统的可靠性。

(11) 高可靠性的系统设计。高可靠性系统的全部设计与开发过程, 始终按照 ISO 9001 及 CAN3Z299.1 质量管理体系, 对设计管理的要求是一步一步进行的。由于系统所具有的兼容性, 可使我们在应用中, 充分利用经过实践检验的、成熟可靠的设计方案, 使系统在不断发展的同时具有极高的可靠性。

### 4.2 通信系统

Industrial IT/Symphony 系统采用多层的通信网络, 各层网络各司其职, 并且通信功能分别分配在不同层的控制主机中, 以适应企业和技术发展的需要。

#### 4.2.1 Industrial IT/Symphony 系统数据通信网络结构

Industrial IT/Symphony 系统通信网络为多层各自独立的标准总线和环形网络结构。根据应用功能的不同, 具体可分为操作网络 (O-net)、控制网络 (C-net)、控制总线 (C.W) 和 I/O 扩展总线 (X.B) 四个层次。

(1) 操作网络 (O-net)。操作网络在系统中最上层, 其通信结构为符合以太网标准总线型网络、主要用来构成管理层数据交换的结构。Industrial IT/Symphony 系统把原有的单一操作员站发展成为了规模可以扩展、组织灵活的操作网络 (O-net), 使得操作员站的功能得以进一步的拓展, 也使得 Industrial IT/Symphony 系统的开放性得到了真正的体现。标准接口的提供使得其不仅可以用于 Industrial IT/Symphony 系统的操作站, 而且可以介入其他控制系统, 为统一多个控制系统的人机界面提供了可能。

(2) 控制网络 (C-net)。在 Industrial IT/Symphony 系统中, 实现过程控制、操作等方面数据传递功能的网络, 称为控制网络 (C-net)。它承担着过程管理、操作等方面数据传递的任务, 是 Industrial IT/Symphony 系统多层网络的核心。在控制网络内, 各个节点之间没有主、从之分, 信息的



通信采用缓冲寄存器插入的方式,通信介质可以是双绞线电缆或同轴电缆,网络的物理形式为封闭的环形结构,其结构为中心环加子环的结构。每个环路上可以有250个节点,节点可以是过程控制单元、操作员站、工程师站或其他计算机接口单元,两个节点之间的距离可达4km(一般可达2km)。控制网络的最大优势就在于它的扩展能力,当用户根据需选择复合控制网络结构时,它就具有中心环与子环的相应名称,最大可以扩展为1个中心环、250个子环,最大容量为 $250\times 250=62\,500$ 个节点;当用户仅选择独立环网络结构时,它就没有子环称谓。

(3) 控制总线(C.W)。控制总线处在 Industrial IT/Symphony 系统现场控制单元内,主要负责控制器之间的数据交换。控制总线采用无主、从之分,两端不封闭的总线结构。该网络的介质已被制作在模件安装单元背面的印刷电路板上。当插入相应模件后,它们会自动上网参与数据交换。一条控制总线最多可加挂32个控制器模件。在该总线的冗余介质中,有序的流动着相关控制回路,以及向其他节点通报的数据信息。而本地的、与其他节点不相干的数据处理不会占用该总线。

(4) I/O 扩展总线(X.B)。I/O 扩展总线为控制器控制 I/O 子模件提供了通道。这一总线利用并行方式完成通信。每个控制器控制自己的 I/O 扩展总线。每一个 I/O 扩展总线可加挂64个 I/O 子模件。它的介质也被制作在模件安装单元的印刷电路板上。当插入相应模件后,它们也会自动上网参与数据交换。

#### 4.2.2 Industrial IT/Symphony 系统控制网络专项技术

通信的数据传输层协议是一种专门用于通信的软件、规则。就如同是网络文字一样,所有参加通信的节点都必须认识这些文字以达到理解、传送、通信的目的。O-net 遵守的通信协议:以太网协议 TCP/IP(符合 IEEE 802.3);C-net 遵守的通信协议:环形网络使用多点多目标存储转发通信协议(C-net);Controlway 使用自由竞争式协议。

例外报告技术。为了进一步提高网络通信的有效性,控制网络使用了例外报告技术。例外报告技术是指:当过程变量的变化率(幅值、时间)超过了预先规定的范围时,该变量的信息才通过网络传递至相关节点;否则相关节点认为该信息没有变化,仍使用该点前一次的值。例外报告的产生,需经过一系列参数的判断,只有被判定为发生了显著变化时,才有例外报告产生及传送。

### 4.3 现场控制单元(HCU)

Industrial IT/Symphony 系统的现场控制单元 HCU 是控制网络上的一个专门节点。它包括了执行现场过程控制所需的相关设备,如智能控制器、I/O 子系统、端子、电源和机柜及相应的其他保护系统结构等。该系统所涉及的所有部件,均安装在符合 19int 标准的安装机架的机柜中。以微处理器为基础的控制模件,构成了过程控制单元的核心,从事过程控制、运算、I/O 管理、过程接口和组态调整等任务。一个控制处理器通过模件安装单元提供的通信总线,与执行不同控制分区的处理器,以及与它相关的 I/O 子模件通信,构成了完整的、就地的、功能分散的现场控制与数据处理结构。

位于控制网络上的现场控制单元,在功能上独立于网络内其他类型的节点。如果一个现场控制单元与其他节点失去通信,它在做出相应处理的同时,将继续执行控制方案,以保证过程控制的完整性。也就是说,控制网络的故障不会影

响这一类设备的运行。而网络上的现场控制单元,在对故障做出诊断的同时,还会做出进一步的处理,以保证整个系统和生产过程的安全。

#### 4.3.1 控制器 BRC300

最新推出的控制器 BRC300 是一个高性能、大容量的过程数据处理控制器。它主要用于在线控制与管理,是 Industrial IT/Symphony 系统中主要设备之一。它是上一代控制器 BRC100 的升级产品,运算速度提高了2倍,使得控制速度更快、能力更强。它不仅采用了基于 RISC 架构的高效 CPU、高效通信通道等结构,而且还采用了多任务并行操作的运行模式,使它能够很好执行复杂的过程控制任务。另外,它的结构完全按照工业过程控制要求的特性而设计。与通常的过程控制器相比,它有很多适用于过程控制的特点,如支持冗余配置、可以在线组态、内置固化功能码、可以带电热插拔等。

#### 4.3.2 过程输入/输出模件

目前的 Industrial IT/Symphony 系统 I/O 模件,在继承以前 I/O 模件优点的基础上,经过改进和发展形成了今天的 I/O 模件系列。同时,在功能上,进一步增强了抗干扰能力,减少了功耗,扩大了信号类型及检测范围。I/O 子模件与控制主模件高效地传递信息,而不会干扰处理器模件的运算处理能力。同时,I/O 模件又是独立的。当 I/O 模件检测到主模件故障时,输出至现场的 I/O 信号会根据预先的设置,保持在相对的位置值上。主要 I/O 模件见表 6.7-3。

表 6.7-3 主要 I/O 模件

类型	模件名	描 述
通用模件	IMASI	16 路温度测量模件: $-100\sim+100\text{mV DC}$ , 热电阻, 热电偶
	IMFEC	15 路模拟量输入: $4\sim 20\text{mA}$ , $-10\sim+10\text{V DC}$
	IMASO	14 路模拟量输出: $4\sim 20\text{mA}$ , $1\sim 5\text{V DC}$
	IMDSI	16 路数字量输入: $24\text{V DC}$ , $48\text{V DC}$ , $125\text{V DC}$ , $120\text{V AC}$
	IMDSO	16 路数字量输出: $24\text{V DC}$ , $48\text{V DC}$
	IMDSM	8 路脉冲量输入
	IMRIO	远程 I/O 模件
DEH 模件	IMFCS	转速测量模件: 一个频率输入通道, 电压幅值 $300\text{mVpp}$ 到 $120\text{Vrms}$ 频率响应范围: $1\text{Hz}\sim 12.5\text{kHz}$
	IMHSS	液压伺服模件: 冗余的 LVDT 输入(DC/ACLVDT 均可); 控制输出: 可控制冗余的双线圈伺服阀; 控制电流范围: $\pm 8\sim\pm 64\text{mA}$ , 还可输出 I/H 转换信号
	CMMII	状态监视模件: 监视轴振、偏心、轴向位置、转子相对汽缸的膨胀及汽缸自身的膨胀; 4 个测量通道, 可接收位移、加速度、速度、DCLVDT 等各类工业标准传感器输入
电气模件	IMTAS	自动同期模件: AC 输入(发电机/线电压): $0\sim 50$ 或 $0\sim 150\text{VAC}$
SOE 模件	IMSOE	SOE 服务器套件
	IMSED	16 路事件顺序数字输入模件
	IMSET	16 路事件顺序同步模件

### 4.3.3 系统的机柜与电源

Industrial IT/Symphony 系统的 HCU 采用标准工业尺寸的机柜及安装方式。室内安装的机柜采用 NEMA12 标准, 现场安装的机柜采用 NEMA4 标准, 系统机柜又分为模块与端子混装柜和纯端子柜两种。这两种机柜的外形和安装方式都一样, 只是内部电源的分配方式及支持设备有所不同。其实在机柜组装时, 已将系统和现场电源配置完成。

电源系统及其特点 (MPS)。Industrial IT/Symphony 系统的现场控制单元采用互为冗余的双路结构, 及互为独立的外部电源。输入电源其电压类型可选择 120/240VAC 或 125VDC。该双路电源在线同时工作, 为冗余的两套电源系统供电。在 HCU 的系统电源中, 针对双路输入电源, 单独配置了引入开关。进线电源滤波装置等部件, 以提高电源的品质和增强对电源操作的方便程度。每路电源在单独工作时, 它们均能承担 100% 的负荷。外部输入电源进入系统后, 被分别引入到两个安装位置固定的电源模块上。电源模块将输入电源转换成系统模块及现场需要的直流电源。模块化电源是 Industrial IT/Symphony 系统的又一显著特点。HCU 的设计思想之一, 就是要做到设备的高度模块化, 使系统具有更好的分散性, 同时, 它也大大提高了系统的可利用率。模块化的电源, 使用户可以在机柜所需供电量的基础上, 选择电源模块的型号及数量。电源系统中还配置有专门的故障检验部分, 使电源的工作状态清晰的表示在相应设备上。另外, 电源的冷却风扇安装在机架内部及机柜门上。

## 4.4 人系统接口 (PGP)

为 Industrial IT/Symphony 系统配备的人系统接口 (PGP) 操作员站是一台运行在 Windows2000/NT 环境下的开放式计算机。

人系统接口 (PGP) 在设计上运用了人体工程学原理, 具有适合操作员操作的特性和功能, 使 Industrial IT/Symphony 系统具有对过程监视和控制、故障排除及优化控制等更加完备的功能。

### 4.4.1 操作员站的基本功能

操作员站最主要的功能是让操作员对就地设备进行监控、操作, 对生产过程监视、调节; 并为运行工程师、生产工程师、维护工程师提供原始信息, 用以分析、优化与指导。人系统接口 (PGP) 最基本的功能有:

- (1) 采集由控制系统送来的现场模拟量和数字量信号。
- (2) 在数据库中存储数值与状态。
- (3) 存储当前和历史过程量及计算量。
- (4) 显示过程画面, 打印报表。
- (5) 对被控设备发出指令。
- (6) 获取用于显示和存档的数据。

### 4.4.2 操作员站结构

操作员站是一种灵活、开放的客户机—服务器结构。基本配置如下:

- (1) 客户—服务器一体设计: 个人计算机一台。客户—服务器单独设计: 多台服务器 PC、客户机 PC。
- (2) 彩色显示器。
- (3) 数字键盘。
- (4) 鼠标、跟踪球。
- (5) 硬盘、软驱、CD-ROM。
- (6) 外部接口。
- (7) Industrial IT/Symphony 系统接口: SemAPI。
- (8) 相关的辅助外部设备配置, 用户可根据需要做相应

的选择, 如显示器类型、分辨率; 硬盘、软驱、CD-ROM; 键盘、鼠标、跟踪球; 触屏及背投大屏幕等; 高速打印机。

### 4.4.3 操作员站的特点

操作员站采用交互式的运行方式。操作员可以借助相应外部设备, 完成监视和控制所有来自过程控制单元的模拟控制回路及开关量控制设备; 用于用户需要的过程画面显示、报警汇总、历史和实时趋势等功能。过程画面为用户提供了对过程状态和操作人员信息的即时访问。多优先级警报可以有效地对瞬间的警报情况做出响应。可由操作员组态的画面, 使关键数据成组地在画面上显示。专门设计的操作员站画面为 Industrial IT/Symphony 系统提供在线状态和故障显示等。

操作员站还为工程师构成了组态接口。通过它来组态和修改结构图形画面、标签数据库、过程控制方案, 以及打印报表及设定保密级等特性。通过它可立即在线对各种参数做修改, 并且在下装组态前不需要进行编辑。因此, 工程师在操作员站上所进行的画面及数据库的组态, 不会中断控制过程。

由于操作员站所具有的开放特性, 使它可以为系统用户提供动态访问工厂范围或企业范围内信息的能力。这一功能强大的人机接口, 可以作为过程控制与工厂管理信息系统的接口, 并使控制网络通过操作员站与其他系统联系起来。

操作员站概括起来有如下特点:

- (1) 采用服务器/客户机结构。
- (2) 可实现服务器多冗余的自动切换。
- (3) 可通过多种标准接口接入来自各方的数据。
- (4) 支持大多数外部设备。
- (5) 能在线对采入数据根据需要计算, 产生新的过程数据用于显示, 记录。
- (6) 具备直观、灵活的画面组织结构。
- (7) 标准图库、可倒入已有画面。
- (8) 组态画面支持多种语言。
- (9) 动态画面每秒刷新。
- (10) 组态画面数量只取决于硬盘容量。
- (11) 利用用户分组, 授予不同权限, 实现全面安全性管理。
- (12) 单个或多个弹出面板可用于操作过程画面上的设备。
- (13) 可设定 "Pegboard" 用于同时操作不同系统的多个设备。
- (14) 树状结构报警层次分明。
- (15) 可选择顺序显示或过程画面显示报警。
- (16) 可按照优先级、域等不同组合分类显示报警。
- (17) 划分 16 个报警级别, 用不同颜色区分。
- (18) 任何数据都可拥有实时和历史数据趋势。
- (19) 可使用趋势或表格的形式显示历史数据。
- (20) 可记录两位式设备的累计运行时间。
- (21) 报表使用标准的微软工具实现, 便于存储和打印。
- (22) 报表中可显示趋势或柱状图。
- (23) 通过标准接口向实时数据库传送信息。

### 4.4.4 操作员站的开放性

操作员站使用了多种标准协议通, 使得它不仅通过以太网把所有操作员站连接起来, 还可以采用 DDE、OLE2/COMTM、TCP/IP、ORACEL/ODBC SQLTLM、OPC Server 和 OPC Client 等接口, 实现从操作员站向以太网上的其他客户机提供动态数据, 或者获取其他系统的数据加以显示、记录。



以太网上设立的服务器允许客户机使用其他操作系统。通过以太网和 TCP/IP 协议,服务器将把它采集的过程数据传送到任何一台客户机中,而这台客户机又可作为管理信息系统的服务器,向信息管理系统传递生产过程信息。这种通用的计算机网络结构,使我们能够把过程控制与企业管理、市场规划结合起来,为用户提供一个全企业范围内的信息管理方案。

#### 4.5 系统的组态、维护工具 (COMPOSER)

Industrial IT Symphony 系统的工程师工具 Composer 是进行系统设计、组态、调试、监视和维护的一个高级管理系统。为使这一系统在使用时得心应手、便于掌握,该工具建立在以个人计算机为基础的 Windows NT/XP 环境下运行。它创建了一个高效的软件环境,能够满足从事过程和企业管理工程师的使用需要。

(1) 对控制系统组态的管理。对现场控制单元的控制逻辑进行在线、离线的组态。

(2) 对接口系统组态的管理。对操作员接口站进行数据库和显示图形及打印报表的设计及组态。

(3) 对系统进行诊断。该工具通过系统配置的通信接口,如控制网络的计算机接口,把经过编译的组态下传至现场控制单元的控制单元。同时,它也充分利用系统网络完成对系统的诊断。

(4) 参与系统的调试与管理。在线操作时,该工具是通信网络上一个独立的计算机节点。它能够从网络中得到信息,同时,也能够为系统提供相应的调整功能。

(5) 完成文件设计。由于系统工具是在个人计算机基础上形成的管理及工具性设备,所以带来许多个人计算机的优点。如使用灵活、应用广泛及容易掌握,再加上各种文本软件的支持,其功能不断增加和完善,使其成为分散控制系统中一个非常重要的设备。

##### 4.5.1 系统工具的主要特点

(1) 易于掌握。该系统的工具软件和操作环境与我们日常使用的计算机系统非常近似,这就使设计人员对这一软件的操作环境非常熟悉,从而容易掌握和使用。

(2) 集多种工具于一身。系统工具既可以在线工作,也可以离线工作。系统工具在线时,它能够为系统控制处理器下装组态,修改组态和监视组态的运行;系统工具离线时,工程师能够借助设备的软件,对分散控制系统的所有设备进行设计和组态。

(3) 在线工作。系统工具可以在现场为调试和维护人员提供系统跟踪、组态跟踪、维护跟踪等服务,使现场工程师通过这一设备能够进行相应的系统保养和系统维护等各项工作。

(4) 参与仿真。系统工具不仅是控制设备,而且还是一个能够参与系统仿真、系统管理和人员培训的设备。通过各种软件应用,其中包括通信、仿真等软件的应用,使它加入到分散控制系统中,充当一个合格的多面手。

##### 4.5.2 系统组态设计软件

Composer 基本软件包括开发和维护控制系统所有必需的组态功能,可以用图形开发控制系统方案,建立并维护整个系统的数据库,管理可重复使用的用户图形库等。用户可以使用“一点即用”的友好用户界面,“引出”当前系统组态,或添加组态的新元素等。同时,用户也可以使用公用系统数据库,以减少数据的多次输入,使许多需重复输入的组态工作自动完成。Composer 组态工具还可以提供完整的系

统资料,作为系统基本元素的组态。值得一提的是,用途广泛的系统工具使用了一个集中的浏览窗口,可以在统一的单一画面中,显示分散控制系统的所有组态文件。由系统工具所提供的开发环境,简化了分散控制系统的组态和维护。该系统工具与原分散控制系统的组态工具兼容,并可容易的引入原 Infi 90 Open 系统的相应组态。一旦引入,这些组态就可以使用所有 Composer 系统工具所具有的特性。

#### 4.6 华能河南沁北电厂 2×600MW 超临界机组的应用

沁北电厂 2×600MW 机组分散控制系统 (DCS) 采用了 ABB 公司的 Industry IT/Symphony 系统,每台 600MW 机组配置一套 DCS 系统,每套 DCS 系统控制网络均为环网结构。在两台机组的 DCS 环网之间设置一个公用环网,公用系统控制器即挂接在该公用环网上。其功能涵盖了数据采集系统 (DAS)、模拟量控制系统 (MCS)、顺序控制系统 (SCS, SCS 系统又按生产工艺系统分为电气控制系统 ECS、汽轮机顺控系统 TSCS、锅炉顺控系统 BSCS)、锅炉炉膛安全监控系统 (FSSS)、汽轮机控制系统 (DEH)、给水泵汽轮机控制系统 (MEH) 等各项控制功能,是一套软硬件一体化的、完成全套机组各项控制功能的、完善的控制系统。DCS 系统的设计、组态合理,系统可靠,配置基本遵循了功能分散和物理分散、监控集中的一体化设计原则。

### 5 新华控制工程有限公司的 DCS 系统 (XDPS-400)

#### 5.1 XDPS-400 分散控制系统特点

##### 5.1.1 XDPS-400 系统基本结构

XDPS-400 系统结构由分散控制系统最基本的组成部分过程控制系统、网络通信系统和操作管理系统构成。

(1) XDPS-400 过程控制系统。XDPS-400 过程控制系统由过程控制站 (DPU) 构成。DPU 根据不同的应用功能又可成为现场控制站 (FCU)、过程接口站 (PIU) 或通信管理站 (CMU) 等。

1) DPU 是 XDPS-400 系统中对生产过程监视和控制的基本单元,它能实现数据采集、数据处理、逻辑控制、回路控制和通信等功能。通常 DPU 采用冗余的工作模式,冗余控制单元能无扰切换。DPU 具有多级自诊断功能。

2) FCU 又称远程控制站,通常布置在运行设备的现场,通过光缆或屏蔽双绞线与 XDPS-400 系统网络相连,实现对现场设备的监控。FCU 适用于控制离集控室较远的相互关联设备。采用 FCU 的就地控制,可以节约大量的信号电缆。

3) PIU 是 XDPS-400 与其他控制系统的实时通信接口站。其他系统的通信电缆直接与过程控制站的处理器单元相连接,外系统的过程测点被映射 XDPS-400 的虚拟的 I/O 地址 (站号-卡号-通道号)。采用 PIU,可以实现冗余的实通信,其适用于过程信息和控制指令的传输。

4) CMU 具有过程控制系统上位机的功能,采用通信方式能连接多个下位机,实现子系统的集散控制。

(2) XDPS-400 网络通信系统。XDPS-400 网络通信系统有两种网络构成,实时通信网络 (RTFNET) 和信息通信网络 (INFNET)。

1) RTFNET 是 XDPS-400 的主干实时网络。RTFNET 采用了冗余容错双环快速以太网技术,用于连接过程控制站和操作管理系统功能站,高速传递过程控制的实时信息、应



用系统的组态信息和过程控制指令,同时承担过程量的广播、报警和通告等实时信息。由于 RTFNET 同时采用了网络的冗余和容错技术,其可靠性和可利用率大大高于普通的冗余网络或者容错网络,更适合于大型复杂的生产过程的高可靠性应用。

2) INFNET 是 XDPS-400 配置的局域以太网,用于非实时信息的传输,如工程师站下载画面到操作员站、操作员站调用历史数据和召唤报表打印等。

(3) XDPS-400 操作管理系统。XDPS-400 操作管理系统是面向操作与管理人员的人机接口系统。通过操作管理系统,用户可以直接、实时获得生产过程的实时运行参数,安全、有效地对整个生产过程进行监视、操作、控制和管理。

XDPS-400 操作管理系统的人机接口功能站包括工程师站 ENG、操作员站 OPU、历史数据记录站 HSU、性能计算站 PCL 和多功能接口站 MIU 等。

1) 工程师站。是工程师用于应用系统的组态、调试与维护功能接口站。

2) 操作员站。是操作人员与控制系统间的人机接口站,用于显示生产流程图、实时数据、报警信息、实时和历史趋势图,并接受操作员对生产过程的控制指令。值长站是机组级的监视与管理操作员站。

3) 历史数据记录站。用于历史数据的收集、存储,及报表的生成与输出。

4) 性能计算站。计算机组、子系统和设备效率和功耗,可以指导优化生产。

5) 多功能接口站。实现与 SIS、MIS 或其他系统的通信接口。

所有 XDPS-400 功能站均直接与主干实时网络 RTF-NET 相连,从而避免了多层网络在物理和信息转换过程中造成通信的延迟、瓶颈和可靠性降低。所有的人机接口站除了直接与 RTFNET 相连外,还与 INFNET 相连,进行非实时信息的传输。

### 5.1.2 XDPS-400 系统的主要特点

(1) XDPS-400 采用开放性体系结构和防崩溃/自愈性系统的设计准则。

(2) DPU 和 HMI 站均采用标准工业控制计算机,可随着工业计算机的发展而同步升级 DPU 控制器和 HMI 功能站。

(3) 系统平台采用通用的操作系统,其中 HMI 采用标准的 Windows 2000/XP 操作系统,DPU 采用实时嵌入式 WIN-CE/NT 操作系统。

(4) 系统网络通信采用工业以太网通信技术,符合国际的 IEEE802.3 通信标准,通信速率达 100Mbps;其中 RTFNET 是基于快速以太网的冗余容错的实时主干网络,INFNET 是基于局域以太网的非实时信息传输网络。

(5) 系统数据库采用分布式全局实时数据库结构,可防止全局数据库崩溃。

(6) 应用系统组态采用一体化的免编译图形组态方式,DPU 的图形组态是符合 IEC 1131-3 标准的。

(7) 系统具备先进的虚拟 DPU 技术,支持离线的系统组态、仿真和调试。

(8) 超大的系统容量可容纳 250 个功能站节点,分布式全局实时数据库,数据容量可达 64 000 个模拟量测点和 64 000 个开关量测点。

(9) 卓越的实时性支持在 1s 时间内可更新所有全局点;调出任何一幅图形画面显示;将操作员指令传送到控制器并

被执行。XDPS-400e 的 DPU 控制周期最快可达 50ms。

(10) 采用 SMT 工艺的智能低功耗 I/O 卡件。

(11) 一体化。通过以太网与其他信息网连接,可实现工业过程控制、测量和生产管理信息一体化。

(12) 系统支持采用 MODBUS 和 OPC 等多种串行通信和以太网通信接口协议与其他厂商的分散控制系统、PLC、MIS 和仪表系统连接,实现数据的交换和管理,支持 PROFIBUS 等多种现场总线技术。

(13) 系统具有从实时冗余通信网络一直到 I/O 通道的分层自诊断能力,便于维护。

(14) 系统采用单点接地原理,可直接与厂用电气接地网连接。

## 5.2 XDPS-400 硬件

### 5.2.1 分布式过程处理单元 DPU

分布式过程处理单元 DPU 也称作过程控制站,是 XDPS-400 系统中的过程控制主体,用于完成过程数据采集和实现各种过程控制策略,DPU 除了能实现常规的回路控制和逻辑控制外,还能实现状态控制、模糊控制等现代控制技术,并且能根据用户的不同控制要求完成特殊的控制策略。

每个 DPU 都配备了冗余的实时通信接口与系统的实时主干网直接连接,将过程量以广播的方式传输到系统各功能站,并以点对点传输方式接受来自操作管理系统的控制指令。

XDPS-400 的 I/O 总线采用了以太网技术,DPU 配置冗余的 10MB I/O 通信网卡与冗余的 I/O 站控制卡 BC-NET 相连,实现 DPU 与 I/O 卡件的通信。由于 DPU 的硬件采用工业计算机(IPC),其 CPU 也随着 IPC 的发展而提高,通常 DPU 配置 Pentium III 或更强的芯片。DPU 还配置 64MB 内存,并配置 32MB CF 卡作为控制器的固态硬盘,存储操作系统、DPU 系统软件、控制算法库以及 DPU 的组态信息。DPU 通常按 1:1 冗余配置,也可单机配置。DPU 配置了双机切换卡,通过硬件逻辑判断实现 DPU 主从切换,冗余 DPU 能在一个控制周期内实现无扰主从切换。每个 DPU 可以挂接 4~8 个输入输出站,每个输入输出站可连接 12 块 I/O 卡件。

DPU 的系统软件采用的是 WIN-CE 嵌入式实时操作系统,通过实时任务调度,最多可选择 8 种不同过程处理周期,从 50ms~10s,其中,模拟量的扫描周期最快可达 100ms,开关量的扫描周期最快可达 50ms。通过串行校时总线,系统支持分布式事件顺序(SOE)记录,分辨率小于 1ms。

### 5.2.2 设备层 I/O

设备层 I/O 由 I/O 卡箱、I/O 卡件和 I/O 端子板等组成,它将现场的生产过程和分散过程控制器连接起来,将生产过程的实时数据传送到输入卡件,经信号转换后送 DPU 进行控制算法运算,同时将 DPU 运算后的数据传送到输出卡件,经信号转换后驱动各种现场设备。

I/O 卡箱是符合国际标准的 19in 机箱,可安装 14 块 I/O 卡件,其中右侧 2 个卡槽通常用于站控制卡(BC-NET),BC-NET 可以冗余配置或单卡配置。每个卡箱可根据应用的不同要求,配置各种类型的 I/O 卡件 12 块。I/O 卡箱通常与 DPU 安装在控制柜内,对于规模较小的系统如 MEH 和循环水泵房控制,I/O 卡箱也可与 DPU、I/O 端子板混装在一个机柜中。

XDPS-400 的 I/O 卡件是带 CPU 的智能型卡件,均采用了低功耗设计和 SMT 安装技术。I/O 卡件包括模拟量输入输出卡、开关量输入输出卡、脉冲量输入卡和一些专用的卡件,如回路控制卡、电气同期卡、交流采样卡、备自投卡、伺服控制卡和测速卡等。为了便于操作和监视,每块 I/O 卡件的面板上设置了有关的信号灯,用于显示电源、通信和卡件故障等状态。

I/O 端子板通常安装在端子柜内,它将 I/O 信号预处理后转换成标准信号,通过 37 芯电缆与控制柜中的 I/O 卡相连。

### 5.2.3 人机接口站 HMI

XDPS-400 操作管理系统中各种功能站均为人机接口站(HMI),一般采用高可靠性的工业计算机作为 HMI 功能站。通过 HMI 站用户能直接获得生产过程的实时运行过程数据,安全有效地对整个生产过程进行监视、操作、控制和管理。XDPS-400 的 HMI 站可根据安装的软件权限不同,分为操作员站 OPU、工程师站 ENG、历史数据站 HSU、性能计算站 PCL、多功能通信接口站 MIU 等。

操作员站 OPU 是运行人员与生产过程连接的界面,一般采用最新的工业计算机作为硬件平台,配置冗余的 100M 网卡直接与系统主干实时网络 RTFNET(A 网、B 网)连接。系统中所有的 HMI 站同时还和非实时的信息网络 INFNET(C 网)连接。监视器可根据用户要求配置 CRT 或液晶显示器,也可配置成大屏幕。运行人员的主要操作手段为鼠标,一般无需配置通用键盘。

操作员站的图形响应速度小于 1s,动态数据和图像的刷新速率小于 1s,能进行多种信息的直接调用,可显示高分辨率的实时趋势和历史趋势。生产过程的受控设备均可通过屏幕中软手操,直接实现对生产过程的操作和控制,支持在线检索、显示和打印历史数据,支持在线报表生成、成组和棒图显示的定义,系统具有多级安全限制和多级系统自诊断,诊断的层次有数据通信网、功能节点、I/O 卡件和通道等,可以进行高分辨率的图形彩色拷贝。

工程师站 ENG 与操作员站具有相同的硬件配置,因此,也可以作为全功能的操作员站。工程师站上安装的工程师工具软件用于完成整个系统的控制组态、组态逻辑下装、画面修改和系统维护等。工程师站还提供数据库生成工具、流程图生成工具、DPU 图形组态调试工具等,使用户工程师能以可视化的图形方式完成组态和调试。

历史数据站 HSU 用于历史数据的存储,支持系统所有实时数据和中间量的历史记录,记录时间可视硬盘容量配置,通常一年以上。HSU 也可根据用户的要求,配置可读写光盘,以便将生产的历史数据刻入光盘存档。

### 5.2.4 通信网络

XDPS-400 的通信网络有实时主干通信网络 RTFNET 和非实时通信网络 INFNET 构成。RTFNET 和 INFNET 都采用了高速以太网技术。RTFNET 以工业以太网交换机为基础,通常有两种拓扑结构:一种是星形结构的冗余网络;另一种是虚拟环结构的冗余容错网络。INFNET 通常采用星形架构的单以太网。

在以太网结构定义中,以太网的拓扑被定义为总线形或星形结构,而总线或星形网络中任何一处传输介质或传输设备的故障,都将导致原来一体的网络被分割为两段,从而引发网络节点之间通信中断。

环形以太网技术的推出,在网络结构上解决了单个传输介质或传输设备故障后引发的网络连通问题,使网络具备

自愈功能,从而大大提高网络的可靠性。环形网络的核心部件是具有环形网络冗余管理功能的光纤交换机,被配置为 RM 管理器的交换机在整个环形物理网络中作为逻辑断点存在,事实上环形以太网虽然在物理上是个环状结构,但在逻辑上还是个总线结构。当某一段光纤或某一个交换机发生故障时,环形网在物理上退化为总线形网络,原先设定的 RM 交换机的逻辑断点立即自动愈合(自愈功能),从而使网络仍保持以太网的逻辑总线特征,网络中的各个节点一如通常的总线或星形网络正常工作,网络具备容错能力。

XDPS-400 主干实时通信网络在采用环形网络的同时,沿袭了一贯保持的双网冗余结构,采用了冗余光纤环网,在环网的基础上又加了一道保险,形成冗余容错网络,整个网络具有至少抗 3 重网络断点的能力,理论上其可靠性是一般冗余网络的 3 倍。

采用光纤作为信号的传输介质,同时解决了通信电缆抗电磁干扰性能差的问题,还为建立远程控制器之间的通信创造了条件。采用光纤环网也很适用分散地域的控制器分布,不仅为用户节省了很多 I/O 电缆,而且可靠性高,还能很好地解决不同地域的系统接地问题。

### 5.2.5 电源

XDPS 分散控制系统一般都配有电源分配柜,接受两路交流 220VAC 电源,一路来自 UPS,一路一般来自保安段,电源的容量根据系统大小不同而有所不同,它完成各控制单元如控制柜、HMI 站的电源分配。

从电源分配柜送来的两路电源通过电源电缆接入各控制柜、HMI 站的电源开关箱,保证了供电的可靠性。DPU 模块盒中集成了直流电源模块,能直接接受交流 220V 电源。为了给 I/O 卡件供电,在控制柜中还设计了 5、24、48V 等不同电压等级的冗余直流电源模块,其中 5V 电源接入 I/O 卡件箱的背板上,给卡件提供工作电源;24V 电源主要用来给现场来的变送器信号供电;48V 电源主要用在 DI 信号的查询。

## 5.3 XDPS-400 软件

XDPS-400 软件主要包括过程控制站(DPU)软件、人机接口站(HMI)软件和通信接口软件。

### 5.3.1 过程控制站(DPU)软件

#### 5.3.1.1 DPU 软件功能

过程控制站软件运行于分布式控制处理单元(DPU)的控制器中,其主要功能包括:

- (1) 实时控制。
- (2) 网络通信。
- (3) 运行管理和维护。
- (4) 自诊断。
- (5) 多重配置的控制器之间跟踪及无扰切换。

#### 5.3.1.2 DPU 软件结构

DPU 软件运行于实时操作系统平台上,包含以下功能子系统:

- (1) 控制管理。控制器运行环境和数据的初始化。
  - 1) 控制器引导和初始化,如网络设置、资源分配、启动相关的任务等。
  - 2) 读入控制器存储器中的组态,进行动态数据初始化。
  - 3) 配合上位机,进行控制器组态的上装及下装的在线操作。
  - 4) 组态数据及运行数据备份,用于控制器异常重启或主从控制器切换时的输出无扰。



(2) 任务调度。完成任务的定时调度。

(3) 执行处理。完成控制运算和数据传输功能。根据调度节拍, 执行“采集新数据—计算—发送新数据”的循环。

(4) I/O 驱动。由一组驱动程序组成, 完成与过程 I/O 设备的交互。

(5) 网络通信。完成控制器与上位机、控制器与控制器之间、控制器与智能 I/O 的信息通信和数据交互, 包括组态数据的上装下装、参数整定、实时数据的广播以及接收、上位机控制指令的接收、过程 I/O 数据的采集和发送等。

(6) 自诊断及异常处理。完成控制器所有组件的自诊断, 接收过程 I/O 组件上传的自诊断信息, 将诊断信息以及控制器资源信息上传到上位机。针对控制器不同的异常情况采取相应的措施, 如报警或切换至冗余处理器。

(7) 校时。完成各控制器之间、控制器与智能 I/O 之间的精确时间同步。

控制器内的数据存储包含以下区域:

(1) I/O 数据区。I/O 子系统与执行处理子系统之间传递实时数据的中转站, I/O 完成的数据采集, 暂存于输入数据区, 控制器执行处理的结果, 暂存于输出数据区。

(2) 工作数据区。即通常意义上的实时数据库的数据部分, 保存实时采样数据、网络通信数据、运算中间量、控制参数以及控制器资源、自诊断信息等。

(3) 组态区 (执行程序区)。存储控制方案 (组态) 或者是编译好的可执行程序。

### 5.3.1.3 DPU 软件特点

DPU 软件是基于 Windows NT 或 WinCE 操作平台运行的, 具有以下特点:

(1) 强大的过程控制和处理能力, 集多种控制类型于一体。DPU 可同时完成数据采集、模拟调节、逻辑运算、顺序控制、批量处理及高级控制等任务。

(2) 直观、简洁的控制组态软件, 丰富的算法库。DPU 控制算法符合 IEC 61131-3 国际标准, 算法简练、多样、实用, 使用灵活。XDPS 系统具有丰富的预定义算法库, 包括基本算法、特殊算法以及针对某些行业具体应用的专用算法, 如顺控模块、模糊控制模块、设备驱动级控制模块、SMITH 预估器等。另外还具有多种参数计算功能块, 如摘、焓值计算、时钟计算、累计、条件判断等, 完全能满足各类过程控制、保护的要求。同时还支持高级语言算法, 使用户实现可编程控制算法。

(3) 大容量、多任务处理能力。每个 DPU 最多可定义 999 个组态页, 每个页可包含 999 个算法块。控制算法按照设定的运算周期执行, 运算周期每个算法页可调 (50ms、100ms、200ms、250ms、500ms、1s、2s、10s), 也可停止任意算法页的执行。

(4) 支持在线组态和仿真功能。支持在线组态, 包括控制策略的在线修改、参数整定、回路仿真等功能, 修改组态无须对整个控制算法重新编译、下载。虚拟 DPU 功能支持软件仿真, 大大方便了用户对组态的维护和系统的调试。

(5) 多重级别的用户管理。具备四种级别的用户: OPU 级别只能查看控制器组态; S0PU 级别可查看控制器组态, 并对算法模块的参数进行修改; ENG 级别可编辑、修改控制器的组态, 并可进行主、从控制器管理操作; SENG 级别除可对控制器组态进行修改以外, 还可对控制器的系统软件进行维护。

(6) 丰富的远程 I/O 支持。通过加载各种 I/O 驱动程序, 可以支持与第三方的设备通信, 实现远程 I/O 监控, 扩

展 DCS 系统的 I/O 能力。

## 5.3.2 人机接口站 (HMI) 软件

### 5.3.2.1 HMI 软件结构

按照软件的功能划分, XDPS-400 的 HMI 软件主要包含以下 3 个软件包:

- (1) 监控软件包。
- (2) 数据记录及追忆软件包。
- (3) 工程组态及调试软件包。

所有的这三类软件由 XDPS 总控软件 Netwin 进行集中调度, 在运行任何 HMI 软件或 GTW 软件之前, 必须先运行 Netwin 软件。

XDPS-400 的实时数据库在控制器层是分布式的, 而在 HMI 层则是全局的。全局点目录文件包含了整个 DCS 系统内所有全局点的信息, 其定义了在网络节点间共享的全局点的定义信息, 主要包括测点名、描述、所属 DPU 号、分组分区信息、单位等, 还隐含定义了测点的索引号。索引号是节点间共享该测点的重要信息。

在启动 Netwin 前, 首先须配置生成全局点目录文件, 总控软件启动后, 会检查点目录文件的正确性, 并将测点的索引号与测点名相关联。随后, 才可以进行下一步的组态、调试及操作。

### 5.3.2.2 监控软件包

HMI 系统的监控软件包为运行操作人员提供了人机之间进行交互的工具。通过软件包中提供的各种功能软件, 结合工程应用的合理设计, 形成了便于过程监控、易于维护管理的强大功能。HMI 监控软件包提供的主要功能软件包括画面显示 (Show)、趋势显示 (Trend)、单点显示 (Single)、触发报警 (Trigfig)、数据一览 (XList)、报警一览 (AlmList) 和系统自检 (Selftest)。

(1) 画面显示软件。HMI 的画面显示软件基于 Windows 操作系统, 并充分利用了 Windows 视窗的强大功能, 可提供丰富多样的过程监控显示, 包括模拟流程图、棒图、趋势图、软光字牌、弹出式监控面板等, 并可提供运行、操作指导等功能。运行人员可通过屏幕显示画面, 用鼠标实现对整个过程生产的监控。

HMI 画面显示软件的特点:

- 1) 全中文、窗口化显示界面。
- 2) 监控界面用户化, 可自定义画面显示风格。
- 3) 图像虚拟分辨率高达 16k×16k。
- 4) 画面调出时间小于 1s, 画面数据刷新速度小于 1s。
- 5) 支持三维空间动画显示。
- 6) 监控一体化。
- 7) 高分辨率图形彩色拷贝输出。
- 8) 多级安全限制, 不同的登录级别具有不同的操作权限。
- 9) 支持 Windows 兼容的第三方软件 VB 及 Active X 控件。

(2) 趋势显示软件。趋势显示为操作运行人员提供了一种直观的过程监控手段, 利用趋势显示, 运行人员可以清晰地了解生产过程状态、预测变化并及时作出响应、调查事故过程和原因。HMI 的趋势显示具有以下特点:

- 1) 具备 XDPS-400 系统所有变量 (模拟量、开关量、中间计算量) 的趋势显示。
- 2) 高分辨率实时、历史趋势显示, 并可任意切换。
- 3) 在同一个趋势窗口中, 可同时显示 8 条趋势曲线, 并可定义趋势显示的类型, 如 T-Y 型、X-Y 型、单一窗口或四分窗口显示。



4) 可自由定义趋势显示的各项要素,如颜色、时间标度、时间跨度、曲线的幅度。

5) 具备打印输出或数值输出功能,后者可作为过程分析的原始数据源。

(3) 单点显示软件。HMI的点显示软件可以显示系统任一全局点的详情,如点名、描述、单位、实时数值等信息;除此以外,还可对测点进行强制修改测点属性(报警定义、量程、I/O通道定义)等操作。

(4) 触发报警软件。触发报警软件可在屏幕画面的某一位置实时显示新近产生的报警信息。利用该软件,还可以实现当报警触发时,自动调出预先定义的过程画面以及语音报警功能。

(5) 数据一览、报警一览软件。数据一览可显示全局数据库中所有测点的实时数据,并具有测点过滤、选择输出测点属性的功能。报警一览用来监测控制系统所有报警点的实时变化,并用不同的字体颜色直观地标注各个优先级别的报警。报警一览也具备测点过滤、显示内容选择的功能。

(6) 系统自检软件。XDPS系统具有全面的系统自检功能,主要包括:

- 1) 过程处理单元DPU控制器诊断。
- 2) I/O卡件诊断。
- 3) 通信网络诊断。

通过系统自检,运行维护人员可及时获知控制系统的状态,并采取相应的措施,保障系统安全、稳定运行。

### 5.3.2.3 数据记录及追忆软件包

HMI系统的数据记录软件包记录过程信息,并以数值、表格、曲线等多种表现形式为用户提供设备安全、经济运行所必需的数据。主要功能软件包括历史数据记录(HisRec)、报表数据记录(TabRec)、SOE追忆(SOEHis)、报表生成软件(Tabdisp)和报警历史(AlmHis)。

(1) 历史数据记录和报表数据记录软件。HMI系统的历史数据功能强大,可记录的数据量庞大,DCS网络上所有的广播点都可以进入历史记录。历史数据记录软件还可以记录DCS系统所有的事件报告,包括报警、系统节点通告以及操作记录。历史数据配合数据追忆、SOE及操作记录,对事故的分析非常有益。

历史数据收集规则全面,既是时基的,也是基于数据变化量的,记录周期最快可达0.5s,每个测点的记录死区可单独定义。历史数据文件采用压缩方式存储在硬盘上,历史数据收集时间视硬盘空间大小配置,通常超过一年。

报表记录软件用于收集用户自定义的报表中的数据,并写入Access数据库。XDPS收集的报表类型包括:

1) 周期性报表。周期报表有时报、班报、日报、月报、轮值班报等,报表的内容和样式完全按用户的要求,采用EXECL方式进行配置,非常方便。

2) 触发性报表。触发性报表的配置同周期报表类似,其触发条件是某一事件量的发生。

3) 事故追忆。事故追忆可同时由5个事件量或由某个计算量条件触发,并追忆出事件前后几分钟的一些重要的参量,供事故分析用。

4) SOE收集。SOE卡完成对SOE信号的采集、消抖、时间记录,然后交由SOE收集软件进行记录、排序和存储。

5) 事件型报表。XDPS事件型报表用于记录开关量变位和模拟量越限等事件,并按照用户要求的表格形式生成报表。报表内容可包括项目的名称、测点名及其描述、越限类型、发生时间、持续时间、结束时间、平均值、极值发生时

间、最大值/最小值、限值、总越限次数、总越限时间等。

(2) SOE追忆软件。SOE追忆软件用于追忆SOE事件记录,并可打印输出。追忆内容包括SOE测点名称、描述、动作时间(ms)等。追忆的时间段可由操作人员自行指定。

(3) 报表生成软件。报表生成软件从报表记录软件记录的Access数据库中,提取用户指定类型的报表数据,并按照用户定义的格式生成报表。用户可以将生成的报表打印输出。

(4) 报警历史软件。报警历史软件可显示DCS系统所有的报警信息、系统通告以及操作记录。记录分实时队列模式和历史记录模式。在实时队列模式下,可定义记录的条数或天数。在历史模式下,可追忆所记录下的任意时间段的数据。

记录的类型包括模拟量/开关量报警信息、坏点、系统节点通告和操作记录。通过报警历史软件,可以将系统所有的状态信息和操作一览无遗,对于控制系统的运行、维护管理有着很大的帮助。

### 5.3.2.4 工程组态及调试软件包

工程组态及调试软件包安装在工程师站上,其主要功能是进行控制系统组态,包括画面生成、控制策略组态,以及进行在线调试和维护。软件包主要包括图形生成软件(Maker)、过程控制组态软件(Dpucfg)和虚拟DPU软件(Vdpu)。

(1) 图形生成软件。图形生成软件是HMI系统组态流程图的工具软件。通过图形生成软件,用户可在一幅流程图画面中生成三类图形目标对象——静态图对象、动态连接对象和特殊对象。静态图用于绘制基本的流程画面,如各种线段、填充形、文本、位图等。动态连接用于绘制根据变量的实时值进行变化的对象,如颜色的变化、闪烁、实时数值显示、填充、位移等,此外还包括人机操作的触摸连接。特殊对象则包含了类似于趋势图、X-Y曲线、报警、特殊位图动画等。这三类对象,还可组成成组对象,并可以以库文件的方式存盘,极大地方便了对象的复用、复制和共享,加快组态进度。

图形生成软件提供了对这些对象进行生成、编辑、拷贝、修改的手段,让用户在很短时间内生成彩色图形。通过图形显示软件,与实时数据库连动,并接收操作指令,完成直观的显示与操作任务。

(2) 过程控制组态软件。Dpucfg是XDPS-400过程控制站的组态和调试软件,同时具有维护管理DPU的功能,如软件升级、主从站拷贝等功能。它集I/O定义、控制策略组态、仿真、调试、文档资料管理等功能于一体,是一个综合性的控制软件包。

XDPS过程控制组态软件特点:

- 1) 符合IEC 1131-3功能块图形语言标准。
- 2) 具有近百种预定义的功能块,用户还可自定义新的功能块。
- 3) 算法块的添加和连线采用拖放形式,非常简单直观。
- 4) 集离线组态和在线修改、调试功能于一体。
- 5) 可脱离实际的控制系统,离线生成全局点和控制策略,便于大型系统工程的分工实施。
- 6) 在线调试时,可方便地对算法块进行强制操作,进行局部调试。
- 7) 利用虚拟DPU技术,可在单台计算机上对组态进行全面的仿真校验。
- 8) 打印、显示所见即所得。

(3) 虚拟 DPU 软件。虚拟 DPU 软件是 XDPS-400 独具特色的软件之一, 它可以运行在 HMI 之上, 或者是任意一台安装了 XDPS-400 系统软件的计算机上。工程人员可以将完成的组态下载到虚拟 DPU 中, 进行模拟调试或完成一些特定的功能。同一台计算机可以运行多个虚拟 DPU, 这样, 完全可以在一台计算机上完成对一个小型控制系统组态的离线调试工作, 虚拟 DPU 软件还可将通过通信接口接入的外部控制系统虚拟为 DPU (VDPU)。虚拟 DPU 技术通常用于完成以下工作:

- 1) 控制器软件组态的校验。
- 2) XDPS 系统与外系统的数据接口功能。
- 3) XDPS 系统的一些高级应用, 如性能计算、能损分析软件。
- 4) XDPS 闭环仿真系统。

### 5.3.3 通信接口软件

XDPS 系统对外通信接口方式有两种: I/O 驱动方式和网关 (GTW) 通信方式。

I/O 驱动方式将外部系统的实时数据, 映射为具有系统 I/O 地址 (站号—板号—通道号) 的测点, 即虚拟 I/O。I/O 驱动方式可方便地利用现有的组态软件, 采用与 XDPS 系统普通 I/O 一致的方式, 实现图形组态、报警、控制运算等。

网关方式 (GTW) 面向 XDPS 系统的分布式全局实时数据库, 它采用系统本身提供的 API, 对实时数据库直接进行读写。通常, GTW 软件只能运行在 HMI 节点上, 且只能实现数据的交换, 无法利用 DPU 图形组态软件的功能, 因此实现报警或控制算法较困难。

根据两种方式的特点, 一些通用的 I/O 层面的外部通信接口, 采用 I/O 驱动方式; 而对于那些实时性要求不高、只需进行简单的数据交换的接口, 采用 GTW 方式。

(1) I/O 驱动方式通信接口。这类通信接口驱动程序可在过程控制站 DPU 或者虚拟 DPU 中运行, 将外部数据映射为 XDPS 虚拟的 I/O 通道。DPU 可加载多个不同的 I/O 驱动软件, 用于和多个不同的外部接口通信, 其支持的标准通信规约有以下几种:

- 1) 标准 MODBUS 驱动。
- 2) 以主站方式驱动标准的 MODBUS 设备, 如 MODICON、OMORON 等厂家 PLC。
- 3) 893 驱动。
- 4) 以主站方式驱动标准的 893 卡件。
- 5) RTU 驱动。
- 6) 以主站方式驱动或以从站方式模拟 RTU, 可用于驱动符合 DNP3.0、CDT、1810、IEC 60870-101、SCHDI 等协议的 RTU 设备。
- 7) ISA/PCI 总线驱动。
- 8) 可驱动 ISA/PCI 总线上的各种工业 I/O 卡件。

(2) 网关软件驱动通信接口。基于 XDPS 实时数据库接口的网关软件包括 XDPS 与其他仪表、PLC、DCS、MIS 等进行数据交换的软件, 用于 XDPS 系统的特殊计算软件, 如热力计算软件、负荷分配软件、无功功率分配软件等, 以及用户自己编制的 GTW 软件。XDPS 系统常用的网关软件有:

- 1) Modbus 接口软件。
- 2) 以从站方式连接 MAX-1000、I/A、西门子公司等。
- 3) 基于 FTP 接口软件。
- 4) 可与西门子的 T-XP 系统、I/A 系统通信。

5) 基于网络 Modbus 协议的接口软件。

6) 可与德国 H/B 公司、西门子公司、ABB 公司的 DCS 系统通信。

7) 通用 AGC 通信接口软件。

8) GPS 卫星时钟校时软件。

9) 基于通用 RTU 通信规约如 IEC 60870-5-101、N4F、IEC 60870-5-104 等从站通信软件。

10) 基于开放式数据库互联 (ODBC) 接口。

## 5.4 XDPS-400 系统的典型应用

### 5.4.1 2×300MW 机组 DCS+公用的典型网络架构

XDPS-400 应用于大型机组时, 单元机组 DCS 通信网络通常采用环形拓扑结构, 而公用系统 DCS 通信网络则采用星形拓扑结构。单元机组 DCS 与公用系统 DCS 之间通过网关实现逻辑隔离, 保持单元机组和公用系统之间的相对独立性, 同时网关还承担单元机组 DCS 和公用系统 DCS 之间的实时数据交互传输, 不仅实现双向实时过程量的传递, 而且将单元机组操作员站发出的操作指令单向传送到公用系统 DCS。单元机组和公用系统的数据库是相互独立的, 单元机组 DCS 系统软硬件结构的变化对公用系统没有影响。

公用系统需要长时间不间断的运行, 即任何一台机组检修, 公用系统仍然要继续运行, 以保证另外一台机组的正常运行, 及停电机组的检修电源的供给。所以对于公用系统 DCS, 要求既能融合到两台机组中去, 又要保持相对的独立性。针对这一特殊的要求, XDPS-400 在设计公用系统时, 采用了独立公用系统加网关通信的结构, 公用系统不依赖于任何一台机组而独立运行, 通过冗余的网关来与各台机组通信、交换数据及传递操作指令, 采用这一结构有如下特点:

(1) 独立设置、独立网络、独立电源。公用系统 DCS 在硬件结构是独立的, 不受任何一台机组启停的影响。

(2) 冗余网关, 信息共享, 透明的公用系统。网关节点的设置, 将公用系统的数据传送到各台单元机组, 又将单元机组对公用系统的操作信息传回公用系统, 通过这一技术, 使公用系统对运行人员透明, 他可以在任何一台机组上请求对公用系统进行操作, 一旦获得操作权, 公用控制系统就好像单元机组 DCS 的一部分。

(3) 操作互锁。在网关软件的设置中, 有关两台单元机组谁拥有对公用系统的操作权的设置, 且这个设置对两台机而言是互斥的, 即当一台机拥有对公用系统的操作权时, 则另外一台机组就肯定没有对公用系统的操作权限, 而只有监视的权限, 但任何一台机组在任何时候, 都可以通过本身画面上的专设按钮, 来请求对公用系统的操作权限, 这种请求是抢占式的, 即谁申请, 权给谁, 所以即使发生当时有操作权限的一台机组的 DCS 全部瘫痪而不能操作的情况, 另一台机组也可以马上请求而获得对公用系统的操作权限。

### 5.4.2 项目背景

某电厂 2×300MW 火力发电机组的 DCS 系统配置。

DCS 系统采用新华公司的 XDPS-400 系统, 控制功能一体化, 包括 DAS、MCS、FSSS、SCS、ECS、DEH、MEH、ETS 等子系统。整个工程分 3 个域, 1 号机组 DCS, 2 号机组 DCS 以及 1 号、2 号机组公共系统 DCS。每台单元机组的控制各自的 DCS 系统中实现, 公共系统的监控可以在 1 号机组进行, 也可在 2 号机组实现, 并相互闭锁。

系统 I/O 点数及 DCS 配置点数见表 6.7-4、表 6.7-5。



表 6.7-4                    单元机组测点配置

类型	AI			AO	DI	DO	PI	合计
	4~20mA	TC	RTD					
实际点数	540	392	416	99	2461	1262	12	5182
配置点数	780	480	560	150	3528	1791	41	7330
余量 (%)	30.8	18.3	25.7	34	30.2	29.5	70.7	29.3

表 6.7-5                    公共系统测点配置

类型	AI			AO	DI	DO	PI	合计
	4~20mA	TC	RTD					
实际点数	29	—	2	—	124	40	—	195
配置点数	32	—	16	—	140	58	—	246
余量 (%)	9.375	—	87.5	—	11.4	31.0	—	20.7

(1) 控制器及机柜配置。单元机组 DCS 系统共配置 20 对过程处理单元 (DPU)，其中，DEH 系统 2 对，MEH 系统 2 对，ETS 系统 1 对，DAS&MCS 系统 6 对，BMS 系统 2 对，SCS 系统 5 对，ECS 系统 2 对。两台机组公共系统配置 1 对 DPU。

每台机组提供 20 面控制柜，20 面端子柜，1 面配电柜，3 面继电器柜，1 面火检柜。

(2) I/O 卡件配置。系统 I/O 卡件配置如表 6.7-6、表 6.7-7 所示。

表 6.7-6                    单元机组 I/O 卡件配置

AI			AO	DI	DO	LC	VCC	OPC	MCH	LPC	SYN	HZT	PI	HCnet
mA/V	RTD	TC												
41	35	30	16	104	103	17	12	1	12	4	3	3	1	68

表 6.7-7                    公共系统 I/O 卡件配置

AI		DI	DO	SYN	HZT	HCnet
mA/V	RTD					
2	1	4	3	1	1	2

(3) 网络配置。系统实时网络 (A/B 网) 采用 100M 光纤虚拟双环网，信息网络 (C 网) 为 10/100M 自适应星形以太网。

实时网交换机采用工业光纤环网交换机，每个交换机具有 2 个多模百兆光口，14 个 10/100M 自适应电口。单元机组的网络节点按照功能分成了 4 组，分别接入 4 组交换机。这样，每台机组共配置 4 对冗余的交换机。按照就近分散布置原则，交换机就近布置在相应的控制机柜内。交换机之间采用光缆连接，可以有效地避免电磁干扰对网络的影响。

信息网络采用 16 口机架式 10/100M 自适应交换机。

(4) HMI 配置。系统共配置了 4 台操作员站，1 台大屏幕站 (带 2 套 84 背投式大屏幕显示器)，2 台工程师站，1 台历史数据站，1 台性能计算兼 MIS 接口站。系统还配置了 1 台通信接口站用于 XDPS 系统与外部智能仪表的通信接口。

(5) 软件配置。DPU 软件采用 XDPS V6.0 版软件；HMI 采用 Windows XP 操作系统，安装 XDPS V6.0 版软件；制表站还需要安装 MS Office 套件；通信接口站除了安装操作系统以及 XDPS V6.0 版软件以外，还需要安装特定的通信接口程序 (GTW 程序)。



## 第8章 电站控制对象仿真与优化

仿真技术已经在很多工业部门得到广泛应用和发展,其中电站系统是仿真技术应用的一个十分重要领域。现代电站十分庞大而复杂,生产过程高度自动化,各项技术指标十分严格,不但要求高度可靠,而且要求经济且环保。为了保证这些目标的实现,在设计、制造、调试、控制、运行、技改、管理等科研和培训方面都要用到仿真技术。

### 1 仿真技术的工程应用与发展

#### 1.1 仿真技术的工程应用

仿真技术的产生和发展,其推动力都是工程应用的需求。简单地说,仿真工程应用可以分为三大方面:工程设计、人员培训和过程分析与优化。

##### 1.1.1 工程设计

电站控制系统的类型多种多样,无论是单回路反馈控制系统、串级控制系统 DCS 等,其设计都必须以对象的动态特性为依据,进行多种控制方案的比较、选择、性能指标和控制器参数的整定和优化。在设计阶段,这些工作很难实现用实际对象做试验,即便能做现场试验,若要多种方案的比较、优化或改型,更新换代的研究也会周期长、投资大,影响生产。因此,利用仿真技术进行控制系统的设计和优化以及调节器参数的最佳整定是有效而经济的办法。

##### 1.1.2 人员培训

电力的生产与国民经济的发展和人民的生活紧密相关,因而要求机组运行高度安全可靠。而电厂的运行可靠性主要依靠于电厂的运行人员,因此加强人员培训,提高运行人员的知识水准、操作技能和紧急情况下的应变能力是十分重要的。然而,由于大容量、高参数机组的庞大、复杂及高度自动化,使得在现场实施运行人员培训计划难度很大、周期很长、收效甚微。

鉴于此,从 20 世纪 60 年代末开始,美国、英国、法国、日本等国首先在核电系统,然后在火电系统,逐步发展了脱离现场的、针对某种机组的培训用仿真技术。近年来,随着计算机技术和仿真技术的发展与进步,采用仿真设备培训运行人员和管理人员愈发显示出其优越性,是仿真技术在电厂推广应用得最好的一个方面。

##### 1.1.3 过程分析与优化

处于调试试运阶段或者正在服役的机组,分析运行工况变化、运行方式变化、运行条件变化时对系统动、静态特性的影响,可以帮助从设备结构上以及运行措施和程序上改善系统特性、提高设备效率、排除系统缺陷、提高运行可靠性,这些特别表现在对机组的调峰性能研究、启停方式决策、甩负荷特性分析、运行监控指标偏离正常值(比如汽轮机真空偏低、锅炉排烟温度偏高)分析、预测性维护、寿命分析等。

通过对机组实时运行和控制参数的分析,采用神经元、遗传等智能算法可以非常贴切地建立处于各种复杂工况下机组的特性模型,并且寻找出最优的运行方式,最终可以实现闭环控制,帮助提高经济效益。

当重大事故发生后,也可利用仿真技术重现事故,进行事故原因分析,并且在事故尚未发生时,利用仿真技术来预设事故,观察和分析结果,找出对策。此外,还可以通过仿真技术制定运行规程和对已有的运行规程和事故处理规程进行评估。

总之,仿真技术的应用,可以用来进行全面的人员培训,还可以将实时过程优化、电站运行优化,帮助电厂按照“最实用、最可靠”的原则实现闭环优化控制,提供增强竞争力的途径,带来显著的经济和社会收益。

#### 1.2 仿真技术的发展及其与优化工程的结合

电站仿真技术的发展始终伴随着计算机运算技术的发展。从早期的模拟计算机到数字计算机,到现在的网络分布式计算,每一次运算技术的飞跃都给电站仿真技术的发展带来了新的突破。一般来说,电站仿真技术分为以下几个阶段。

##### 1.2.1 模拟式计算仿真

1964 年美国纽约爱迪生电力局为 200MW 的一台锅炉安装了采用一种电子模拟装置的仿真机,这是仿真技术在电厂应用的开始。1967 年美国俄亥俄州迪利斯火电厂为 615MW 机组装备了一台仿真机,采用电子模拟计算机和逻辑开关电路,只模拟机组的主工况和主设备。不过由于模拟计算机的计算能力有限,而且运算放大器不稳定和设备的相当复杂性,使得其进一步的发展和推广受到很大的限制。

##### 1.2.2 数字式计算仿真

在 20 世纪 70 年代,由于发电机组容量不断增加和数字式电子计算机的发展并被广泛应用,促使各国采用数字计算机作为仿真研究的主要工具,并开发出了全范围、较高精度的仿真机。与模拟计算机相比,数字式计算机计算能力有了很大的提高,但是价格非常昂贵,所以主要应用于核电仿真研究。如 GE 公司 1968 年建成了美国第一个核电仿真培训中心。在这个时期火电仿真只有为数不多的几台,如 1971 年美国 California 州匹兹堡火电厂安装了一台 750MW 全机组仿真机。

为了在较低的计算机能力条件下实现机组运行特性的实时仿真,需要对模型算法做大量的简化和技术处理,如较多地采用经验性公式和大量简化的方程描述机组特性,因此模型的精度被限制在较低的指标上。

##### 1.2.3 高性能计算仿真

自 20 世纪 80 年代中后期,特别是 90 年代,计算机能力的提高使工程师们设计了更为精确的模型算法,全物理过程机理模型成为模型算法的主流方向。机理模型建立在能量、质量、动量守恒基础上,以诸如换热方程、工质流动方程、电磁方程等来描述其过程,较好地解决了系统的非线性问题,使模型在不同工况下均能反应机组的运行特性,满足了全方位高精度培训的需要。

1988 年我国开始发展火电机组模拟培训工作,建立 200MW 以上各种容量机组的仿真机,运行人员上岗前必须在仿真机上进行为期不少于一个月的模拟培训等,并从美国

引进一台 300MW 火电全范围仿真机安装在北京电力学校。在电力部门的大力支持下,通过新的市场需求,国内电站仿真技术以惊人的速度发展,迅速达到世界先进水平。

#### 1.2.4 基于虚拟 DCS 技术的分散式仿真

随着电网容量的增大,到 20 世纪 90 年代 300~600MW 火电机组已成为电网的主力机组,这些机组大部分采用计算机分散式控制系统 DCS,极大地提高了电站的自动化水平。而由于这类大容量、高参数机组的生产过程复杂,设备系统众多,系统间又相互耦合,为相应仿真技术的发展带来了新的挑战;同时,随着控制系统的复杂化,对维护它们的热工人员的培训问题也日益突出出来,这包括 DCS 工程师站的操作画面、控制逻辑组态功能等,以及相关的控制系统板卡与网络硬件等。90 年代后期及 21 世纪初,虚拟 DCS 技术的出现适应了这类要求。

与传统仿真设计模式相比,虚拟 DCS 采用完全移植现场 DCS 控制逻辑和画面,而不是翻译的方式来建立控制侧仿真模型,极大提高了模型精度,缩短了模型开发的周期。虚拟 DCS 技术继承了 DCS 的分散式计算技术,采用了协调一致的结构、标准、协议和数据库,通过实时全局性数据网络将分散配置的仿真硬件、软件和仿真环境综合成为任一网络节点上都可以参与交互作用的、时空一致的公用仿真环境。

#### 1.2.5 工程分析与优化仿真

仿真技术应用于过程分析的历史早于仿真培训,早期主要是在控制系统设计中提供对象的动态数学模型与特性以及整定控制参数。然而在相当长的一段时间,人们的注意力主要放在了培训用仿真器软、硬件的研究和开发上,用于工程分析用的仿真设备的研究并没有引起充分的重视。

20 世纪 70 年代后期,人们已经注意到面向工程分析和优化的仿真技术的充分价值,美国电力科学研究院 EPRI 于 1978 年 8 月立项,同时针对核电和火电站研制既适用于电站仿真专业人员,又适用于电站运行分析工程师的通用的、模块化的瞬态过程分析软件 MMS,并于 1983 年推出第一版作为商品软件,极大地推动了分析与优化用仿真技术的发展。

仿真技术在加强安全分析、事故预测和防范方面起到至关重要的作用,另外,电站运行中提出的提高设备的可靠性、可用性和可维护性等课题,调峰、预测性维修、机组寿命延长等课题,都要求将培训用模型向系统培训和分析用模型发展,仿真系统的功能也在不断的拓展,由原来单一的培训功能,向控制系统设计、整定与试验分析研究功能发展,并且通过把仿真系统接入现场 DCS 的高速数据通道上,通过单向联网通信,采集现场数据与仿真数据比较,以校正机组仿真模型,使动态数学模型更接近实际机组。

应用于工程分析与优化的仿真技术更强调实时快速而准确地进行建模、运行,并快速地得到分析结果,以便及时分析解决现场问题,这对于需要在线闭环控制的优化系统而言显得尤为重要。此外,由于研究各种现在的或未来的设备或系统的运行特性、运行方式,要选择合适的运行系统及其相应的控制系统和控制策略,预测和分析各种紧急事故、正常工况和非正常工况下系统的特性和应变能力等,因此,对数学模型精度和深度的要求也大大提高。

随着信息技术的迅猛发展,模糊数学、模式识别、系统辨识及人工智能等前沿技术逐步地应用到了仿真技术中,同时在建模、仿真模型设计、仿真结果的分析与处理等阶段引入专家知识和推理,以辅助用户作出各种优化决策,辅助模

型的修正及维护,这些都在不断地丰富和完善仿真技术,应对更精细、更复杂的工程需求。

### 1.3 数学工具与工程平台

#### 1.3.1 数学建模方法

随着计算机技术的发展,以数值的手段对大型的、复杂的系统建立数学模型成为可能。按建模的形式来划分,有以下几种方法:

(1) 系统程序化建模。以整个研究对象为面向,直接利用计算机语言编程,可以实现的功能丰富,并且设计的灵活性很强,缺点是调试及维护不便且工作量大。其一种衍生形式是系统程序模块化建模,利用专用的基础数模工具包提高重用性,并且增强了不同数模之间的相互连接。随着工程应用的发展,这种方法越来越成为专用系统的分析工具,如针对指定工程环节优化的数理分析等。

(2) 对象模块化建模。通过系统/分系统/子系统/设备/环节的划分,以具体对象为建模面向,基于系统或者设备单元的程序化或者图形化模块,使得工程技术人员脱离直接的编程过程,通过对象的搭建来构成系统。随着工程应用的发展,这种方法逐渐成为通用系统的分析工具,如针对电厂全范围、全工况的仿真系统设计等。

#### 1.3.2 对象模块化建模

根据实际对象的设备组成和系统结构,利用对应的函数子程序建立对象的仿真模块,根据设备和系统的连接关系,通过变量名把仿真模块连接起来,即可建立实际对象的数学仿真模型。

简言之,图形式模块化建模的本质不是编写计算机程序,而是像搭积木一样,建立实际对象的仿真模块,并把仿真模块按系统流程关联起来。熟悉专业、机组对象流程的模型开发工程师,即使不熟悉计算机,也不懂得任何计算机语言,在图形流程化仿真环境下,即可从事模块组态、模型开发,直至仿真机的研制。其特点可归纳为:

(1) 算法的通用性强。每一种算法是针对实际系统中某一类对象而设计的,采用了描述对象共性的基本方程式。对需要反映不同设备或部件的几何尺寸、物理参数等特性参数,都设计为可调参数。在对具体的设备建模时,根据设计资料求得这些参数,在输入到各自模块中即可仿真具体的对象。因此,一种算法相对一类设备是通用的。

(2) 调试灵活方便。模型开发工程师可以在工程师台上任意安排、调用、增删、修改模块。同时,在算法设计时同步考虑了设备的故障情况,预留仿真算法的故障输入口。这样可以对模型进行在线修改、调试,提供多种维护和监视手段,从而使得建模快捷,建模周期较短。

(3) 移植性好。每一个组态方案页,为一个实际对象子系统的仿真过程,或一个实际对象子系统的一部分。在不同的工程项目之间,进行简单的拷贝或删除操作,即可完成相同或相似对象的仿真过程。这样可以大大缩短开发周期,极大地提高开发过程效率。

不过对象模块化建模方法也有明显的缺点,主要体现在以下两个方面:

(1) 进行模块化时,无论是对象范围还是数理关联的划分,都会在划分前后的连贯性上作出必要的判断甚至妥协,这使得原本完整的系统产生人为地割裂,从而产生系统误差。在一定精度范围内这种误差是可以容忍的,一旦精度范围本身受到挑战,这种割裂所造成的整体模型特性失准就必须受到严格考量。



考量的通常做法是进行大模块化的测试,通过将割裂的模块重新整合成更大的模块,观察其数理特性来考察被割裂边界的灵敏度,从而进行必要的调整;另外一种做法是将划分只是从对象范围入手,其数理关联仍然采用系统程序化的方法,这种方法通常更为有效,不过牺牲的是模块化本身所带来的便利性。

(2) 对于非机理性数学建模,模块化遇到了划分依据的难题,例如神经网络和遗传算法,它们通常具有相当数量的神经元或者遗传个体的表达需求,如果分别单独建立模块,模块之间的复杂联系通常会使得算法简洁性和可读性指标急剧下降。

基于流的组态工具是一个有效办法,不过它通常更适用于多种工质的机理性建模,因此更多的处理方式是采用大模块的方法,将整个非机理性模型容纳其中,或者转向系统程序化建模方法。

### 1.3.3 模块化建模的组态工具

自1978年模块化建模的概念被提出以来,逐步产生并且发展了各种组态工具,以功能分类提供图形化的基本分析模块,使用者只要知道这些模块的输入输出及模块的功能,而不必考察模块内部的实现机理,将这些基本模块按照对象结构连接起来就可以构成所需要的系统。在工业控制领域,这些组态工具能够很好地应对控制命题的种种复杂性,使用者可以根据自己的控制对象和控制目标进行任意的组态,完成最终的自动化控制工程。一般而言,工程分析组态平台具有以下通用特点:

(1) 扩充性。使用者可以根据自己的需要开发和调整模型对象的特性。

(2) 封装性。向使用者封装了编程细节,使之关注于对象特性上。

(3) 通用性。支持仿真与优化工程分析领域中各种建模方式。

(4) 图形化。模块形状以图形方式显示,并且可根据用户需要绘制。

### 1.3.4 工程分析组态平台

针对电站控制对象仿真与优化的特定需求,在模块化组态工具的基础上,还必须在以下方面进行功能性的扩展,以形成适用于仿真与优化的工程分析组态平台。

(1) 基于流。所谓流,指的是一个时间断面或者一个时间序列上的一组数据,用于表达一个具有复杂特性的单元的实时或者历史的信息。以热力系统计算为例,管道中承载着汽流(或水流)的流通,系统间设备的联系通过汽流(或水流)来连接,汇集式加热器是各汽水流的混合场所,机组将汽流的内能转化为轴的转速,锅炉中是通过烟气流来完成热量传递的过程。总之,一切设备内部和设备之间物质和能量的传递都可以视为通过流的方式来传递。根据应用特性的不同,可以将流的特性归纳如下:

1) 电站控制系统中用于记录顺控操作步骤的指令流,这种流具有历史的特征。

2) 电站热力系统中用于表达汽水压力、温度、流量、焓、熵等各种物性参数的数据流,这种流具有实时的特征,同时流内信息存在一些相关性,例如可以通过汽水流的焓、压力来确定整个汽水的热力状态。

3) 电站故障诊断系统中瞬时采集振动波形,这种流兼具实时与历史的特征。

基于流的工程分析组态平台,各种图形模块可以从单纯的面向算法的模块拓展到面向设备的模块,模块间传递的信

息也从单一的数据拓展为以组为单位的流的信息。组的大小由应用特性而定,在软件编程上表现为一个数组,或者一个矩阵。工程分析组态平台在处理模块和环节的数学建模时以流为基本分析单位,在连接这些模块时模块之间的连线上传递的是流的信息。

(2) 分层次。如果把电站控制对象划分为系统/分系统/子系统/设备/环节等,在对它们进行分析时可以归纳为两个层次:

1) 一个层次是指的设备和环节,这个层次主要通过模块的算法予以体现,其核心在于数据结构和算法,其中数据结构是利用计算机的离散逻辑来量化表达需要解决的问题,而算法则研究如何快捷、高效地组织解决问题的具体过程。面向过程的工程分析可以精确、完备地描述具体的求解过程。

2) 另一个层次是指的系统搭建,这个层次则是通过模块之间的连接来表征,其不以具体的解题过程为工程分析的主体内容,而是以需解决的问题中所涉及的各种对象为主要矛盾。这种求解过程关心的不仅仅是孤立的单个过程,而是考虑了孕育所有这些过程的母体系统,它能够使用计算机逻辑去模拟描述系统本身,包括系统的组成、系统的各种可能状态,以及系统中可能产生的各种过程与过程引起的系统状态切换等。

确立了层次之后,电站控制对象仿真与优化分析的内容可以概括为设备、环节的建模和系统搭建两个问题。其中设备、环节的建模是还原设备或者环节的特性,系统搭建是表达系统的构成,这也是开发者和使用者的不同需求。在进行电站控制对象仿真与优化工程分析时,必须综合性地利用这两种方式,有效地体现分层次方法的融合,并且将不同的模块纳入统一的计算调度机制。

(3) 分布式及其他。分布式设计已经被证明是一种行之有效的集体研发策略,通过强大的支撑功能和开放式的接口,使得大量的科研工作者可以以此为基础开发自己感兴趣的专业内容,这反过来极大地丰富了工程分析组态平台的内容。

各种通用的工程分析组态平台无论是界面的灵活性、友善性,还是各项功能的稳健性都日臻成熟。不过,在电站控制对象的仿真与优化这样的专业领域里面仍然显得捉襟见肘。这是通用化与专业化的矛盾,在选择时必须作出有效权衡。

## 2 电站控制对象仿真数学建模

电站控制对象的仿真数学建模,就是从控制的设计、验证与优化出发,针对电站系统/分系统/子系统/设备/环节等各个对象利用仿真技术建立数学的模型。从仿真技术的不同应用出发,对模型的精度和深度,以及模型的通用性和灵活性都有不同程度的要求,这给建模带来了不同的命题。

在具体设备和环节的数学建模过程中,首先需要考虑模型描述的精确程度。例如,在建立一段管道的数学模型时,除了通常的连续流动方程外,还需要进行判断是否考虑能量储存,是否考虑延迟、惯性、热损失的选择,是否考虑两相流、低流量的选择等。在建立整个电站系统的数学模型时,对这些因素的取舍需要有一个全盘考虑,而建立某个细部对象的数学模型时,就可以通过适当的强化和简化将研究对象有机地突出出来。

以下从锅炉、汽轮机、电气、控制四个方面的设备与环节描述入手,简述建模的主要因素。

### 2.1 锅炉系统仿真模型

锅炉系统主要由汽包、上升管、下降管、过热器、再热



器、炉膛等组成。

### 2.1.1 汽包模型

在汽包模型中,省煤器来给水进入汽包,经下降管进下联箱,流入水冷壁受炉膛的辐射热再流入汽包,由此汽包产生蒸汽进过热器。模型需要仿真自然循环炉各种工况下汽包及汽包内工质的状态,根据下降管、水冷壁的进出口状态,给水流量和焓值,并考虑汽包的排污和泄漏计算出汽包水位、汽包水焓、汽包内压力和汽包金属温度等各项参数。

汽包体积

$$V_L = f(L) = \frac{1}{3}\pi L^2(3r - L) + \frac{1}{2}(W - 2r)r^2(\theta - \sin\theta)$$

式中:  $r$  为圆管及半球形封头的半径;  $W$  为汽包总长度;  $\theta$  为夹角,  $\theta = 2\arccos\left(\frac{r-L}{r}\right)$ 。

汽包水位

$$L = f^{-1}(V_L)$$

汽包水焓值

$$H_w = H_w + \frac{W_{fw}(H_{fw} - H_w) + W_{ww-w}(H_{ww-w} - H_w) - W_{vap-d}(H_{v-s} - H_w) - Q_{w2m}}{\frac{MC_p}{dt} + W_{fw} + W_{ww-w} - W_{vap-d}}$$

其中能量平衡式中各项为给水、水冷壁带水、动态蒸发量、汽包水向汽包壁面放热。

底部金属壁温

$$T_{mb} = T_{mb} + \frac{\alpha_{mb2w}(T_w - T_{mb}) - \alpha_{mb2a}(T_{mb} - T_a) - Q_{b2t}}{\frac{MC_p}{dt} + \alpha_{mb2w} + \alpha_{mb2a} + \alpha_{b2t}}$$

顶部金属壁温

$$T_{mt} = T_{mt} + \frac{\alpha_{mt2w}(T_w - T_{mt}) - \alpha_{mt2a}(T_{mt} - T_a) + Q_{t2t}}{\frac{MC_p}{dt} + \alpha_{mt2w} + \alpha_{mt2a} + \alpha_{t2t}}$$

其中能量平衡式中各项为汽包水向底部金属、底部金属向环境、底部金属向顶部的传热。汽包压力

$$p_d = p_d + \frac{W_{ww-w} + W_{vap-d} - W_{vex} - B_{ms}(p_d - p_{ms}) - B_{exp}(p_d - p_s) - C_{rel}p_d}{V \frac{dp}{dt} + K_{evap} \frac{dH}{dp} + B_{ms} + B_{exp} + C_{rel}}$$

### 2.1.2 下降管模型

汽包中水通过下降管进入下联箱再进水冷壁加热,下降管中工质流速与下降管和水冷壁中工质密度差有关,表现在上升系统压差上。根据自然循环的工作机理和小扰动原理,由汽包压力和上升系统压差等参数仿真出各种工况下下降管中工质的流动和换热过程。

下降管出口压力

$$p_{w2} = p_d + \frac{9.8\rho L}{10^5} - \frac{K_f N_{w0}^2}{2 \times 9.8 \times 10^5}$$

其中考虑了压差与流动压损。

下降管出口流量

$$W_{w2} = W_{w0} - W_{sw} - W_{rw}$$

平均流量由平均流速计算,平均比重由入口和出口比重平均而得

$$W_{w0} = W_{dc} N_{w0} d_{w0}$$

平均流速

$$\begin{aligned} N_{w0} &= N'_{w0} + K_{p2n}(dp_{dc} - dp_{ww}) \\ &= N_{w0} + K_{p2n}(p_s - p_d - dp_{ww}) \end{aligned}$$

下降管出口工质焓

$$H_{w2} = H'_{w2} + \frac{W_{w0}(H_{w1} - H_{w2}) - Q_{w2m}}{W_{w0} + V_{dc} \frac{dw_0}{dt}}$$

下降管壁温

$$T_m = T'_m + \frac{Q_{w2m} - Q_{m2w} + Q_{ex}}{\frac{MC_p}{dt} + \alpha_{m2a} + \alpha_{w2m}}$$

### 2.1.3 换热器模型

对单相介质换热器(含过热器、再热器)的动态传热和物质(烟气、工质)的流动过程仿真,对换热器外部积灰、内部结垢及管壁渗漏等过程仿真。

质量平衡

$$W_{w1} + W_a - W_{w2} = V_w \frac{d\rho_{w2}}{dt}$$

动量方程(流动损失)

$$p_{w1} - p_{w2} = f_w \frac{W_{w1}^2}{\rho_{w1}} = R_w W_{w1}^2$$

金属侧热平衡

$$Q_{g2m} - Q_{m2w} + Q_{ex} - Q_{loss} = M_m C_{pm} \frac{dT_m}{dt}$$

工质侧热平衡

$$\begin{aligned} Q_{m2w} + W_a H_a + W_{w1} H_{w1} - W_{w2} H_{w2} \\ = \frac{d}{dt}(\rho_{w2} V_w H_{w2}) = MS \frac{dH_{w2}}{dt} \end{aligned}$$

烟气放热、工质吸热与散热分别为

$$Q_{g2m} = \alpha_g \left( \frac{T_{g1} + T_{g2}}{2} - T_m \right)$$

$$Q_{m2w} = \alpha_w \left( T_m - \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \right)$$

$$Q_{amb} = k_{amb} (T_m - T_0)$$

金属壁温

$$T_m = T'_m + \frac{Q_{m2w} - Q_{m2g} + Q_{ex} - Q_{loss}}{\frac{M_m C_{pm}}{dt} + \alpha_g + \alpha_w + k_{amb}}$$

工质出口焓

$$H_{w2} = H'_{w2} + \frac{W_{w1}(H_{w1} - H_{w2}) + Q_{m2w}}{\frac{MS}{dt} + W_{w1} + \frac{a_w}{3}}$$

## 2.2 汽轮机系统仿真模型

汽轮机系统主要由凝汽器、除氧器、高加、低加、级组等模型组成。

### 2.2.1 凝汽器模型

蒸汽由低压缸排入凝汽器,经过凝汽器管道内冷却水的冷却后凝结为水并且成为下一个循环过程的工质,同时产生很大的真空,提高机组循环效率。凝汽器冷却水由循环水泵提供,凝汽器下部设有储存凝结水的热井。

凝汽器空气分压

$$p_a = p_a + \frac{W_{a-all} - M_a}{VJ - p_a dt}$$

式中:  $W_{a-all}$  为漏入的空气总量;  $M_a$  为凝汽器热井存水量。

凝汽器空气分压

$$p_v = p_v + \frac{W_{v-all}}{VJ - p_v dt}$$

$$W_{v-all} = W_{v1} + M_{vap} + W_{vap-d} -$$

$$W_{cnd-d} - M_{cnd} - W_{amb} - W_{ext} - W_{ovr}$$

其中,质量平衡式中各项为汽轮机排汽量、疏水闪蒸量(与低加模型相同)、动态蒸发量、动态凝结量、主凝结量、向环境散热量、射水抽气器中含汽、超压放汽中含汽。

$$M_{vap} = W_{v1} \frac{H_w - H_{w-s}}{H_{v-s} - H_{w-s}}$$

$$M_{\text{cnd}} = \alpha + \frac{T_{\text{c}2} - T_{\text{c}1}}{\lg \frac{T_{\text{c}2} - T_{\text{c}1} + DT}{DT}}$$

凝汽器压力

$$P_{\text{cnd}} = p_s + p_v$$

$$R_h = \frac{p_a}{p_{\text{cnd}}}$$

凝汽器热井存水量

$$M_w = M_w + \frac{M_{\text{cnd}} + W_{w1} + W_{\text{cnd}} + W_{\text{amb}} + W_{\text{leak}} - W_{\text{vap}} - W_{w2}}{\frac{1}{dt}}$$

其中：质量平衡式中各项分别为蒸汽凝结量、进入凝汽器的水流量、动态凝结量、向环境散热量、漏水、动态蒸发量、凝结水泵流量。

凝汽器热井水焓

$$H_w = \frac{0.3W_{w1}H_w - (W_{w2} - 0.7W_{w1})H_w + (W_{v1} - W_{\text{ext}} - W_{\text{cvt}})H_{w-s} +}{M_w 0.2}$$

$$\frac{W_{\text{leak}} \frac{T_{\text{c}1} + T_{\text{c}2}}{2} C_p - Q_{\text{amb}}}{M_w 0.2}$$

### 2.2.2 除氧器模型

由入口参数的状态，以亨利定律和道尔顿定律为基础，根据质量及能量守恒计算出除氧器的各个输出量。

除氧器压力

$$p_{\text{den}} = p_{\text{den}} + \frac{B_{v1}(p_{v1} - p_{\text{den}}) + B_{w1}(p_{w1} - p_{\text{den}}) - W_{v2} - W_{\text{cnd}} + W_{\text{vap}}}{\frac{1}{J - p_{\text{den}} dt} + C_{v1} + C_{w1}}$$

其中：质量平衡式中各项分别为抽汽、辅助抽汽、出汽、凝结量、蒸发量； $J - p_{\text{den}}$ 为惯性常数。

除氧器水箱水量

$$M_w = M_w + (W_{d1} + W_{w1} + W_{\text{cnd}} - W_{\text{vap}} - W_{w2}) dt$$

其中：质量平衡式中各项为入口疏水、入口给水、凝结量、蒸发量、出口给水。

除氧器水位

$$L_w = M_w k_L$$

除氧器水箱水焓

$$H_w = H_w + \frac{W_{\text{cnd}}(H_{v-s} - H_w) + W_{w1}(H_{w1} - H_w) + W_{d1}(H_{d1} - H_w) + \frac{M_w}{dt} + W_{\text{cnd}} + W_{w1} + W_{d1} - W_{\text{vap}} - W_{\text{vap}}(W_{v-s} - H_w) - a_{wm}(T_{w-s} - T_a)}{\frac{M_w}{dt} + W_{\text{cnd}} + W_{w1} + W_{d1} - W_{\text{vap}}}$$

其中：能量平衡式中各项为凝结放热、给水吸热、疏水放热、蒸发吸热、水向金属放热。

## 2.3 电气系统仿真模型

电气系统主要由发电机、转子、励磁调节器、励磁机、变压器等模型组成。

### 2.3.1 发电机模型

模拟发电机特性的计算，对发电机的特性进行了动态仿真。

发电机电势、端电压

$$\text{if}(MS) E_g = k_0 I_e$$

$$\text{if}(!QF) U_g = E_g$$

$$\text{if}(QF) U_g = E_g - k_U I_g X_d$$

发电机有功、系统有功

$$P_s = P_g = P_{kg} - P_d$$

系统无功

$$Q_s = (E_g U_s \cos D_g - U_s^2) / (X_d + X_s)$$

发电机电流

$$I_g = k_1 \sqrt{P_g^2 + Q_g^2} / U_s$$

发电机短路试验电流

$$I_g = k_s I_e / X_d$$

发电机无功

$$Q_g = (E_g U_g \cos D_g - U_g^2) / X_d$$

发电机功率因素

$$\sin F_g = Q_g / S_g$$

### 2.3.2 转子模型

模拟发电机转子特性的计算，对发电机转子特性进行了动态仿真。

发电机转子电压

$$U_e = I_g R_e$$

发电机转子电流

$$I_e = U_e / R_e$$

### 2.3.3 励磁机模型

模拟励磁机模型的计算，对励磁机进行了动态仿真。

励磁机电势

$$E_e = k_u I_i$$

励磁机电流

$$I_e = k_o E_e / R_l$$

## 2.4 控制系统仿真模型

控制系统的仿真经历了从模拟到激励的过程，目前模拟式仿真趋于减少，越来越多的仿真系统选择引入实际控制系统软件，以达到最佳仿真效果，称为虚拟DCS，它是现场DCS软件在非现场网络上的一套拷贝和再现，它完全采用了现场DCS的画面、组态及软件工具等。

### 2.4.1 顺序控制

电站控制系统中的控制回路主要分两类，顺序控制和连续控制。电站中各类与启动、停止相关的控制属于顺序控制，顺序控制通过设定设备的动作顺序确保人身和设备安全。比如，一台风机在其润滑油系统正常工作前不能启动。

### 2.4.2 连续控制

连续控制的目标是调整正在运行的设备，以使得参数稳定在期望值附近。主控回路的目标是控制机组有功功率和负荷之间的平衡。如果频率升高表明发电机有功高于负荷需求，同理，频率降低则表明发电机有功不足。在火电站中，连续控制通常包括汽轮机部分和锅炉部分，因此有以下几种方式：

(1) 汽轮机跟随模式。负荷指令发给锅炉燃料系统控制负荷，汽轮机通过调节汽门指令控制主蒸汽压力。

(2) 锅炉跟随模式。负荷指令发给汽轮机调节汽门，控制负荷，锅炉通过燃料指令控制主蒸汽压力。

(3) 机炉协调模式。负荷指令同时发给机炉，主蒸汽压力由汽轮机调节汽门和锅炉燃料系统共同控制。

### 2.4.3 其他控制回路

虚拟DCS技术使得控制回路、逻辑、组态全部导入仿真系统，完全再现真实DCS系统的功能和特点，为基于仿真的优化、试验等应用奠定了基础。

## 3 电站运行仿真系统设计与应用

随着分散控制系统DCS在电站中的逐步推广应用，越来越多的仿真系统选择引入实际控制系统软件，以达到最佳仿真效果，称为虚拟DCS。虚拟DCS就是现场真实DCS在一套实时控制网络上的转移和再现，是现场DCS的一套拷

贝,从本质上说,虚拟 DCS 就是一套运行于仿真机之上的 DCS 系统,其 I/O 交互对象不是现场 I/O,而是仿真机内的仿真模型。虚拟 DCS 继承了 DCS 的分散式计算技术,采用了协调一致的结构、标准、协议和数据库,通过实时全局性数据网络将分散配置的仿真硬件、软件和仿真环境综合成为任一网络节点上都可以参与交互作用的、时空一致的公用仿真环境。

通过虚拟 DCS 与仿真技术的完美结合,将实时网络、虚拟分散处理单元、模块化建模等技术引入仿真机的设计,形成基于虚拟 DCS 的新型分散式仿真机系列产品,专注于电站高效运行、故障处理、控制优化、培训服务等业务需求。它不仅可以有效地应对工程设计和培训(包括热工维护人员),也使得过程分析与运行优化大为方便。

### 3.1 分散式仿真机典型性设计

#### 3.1.1 典型架构

分散式仿真机采用了与现场 DCS 同构的虚拟 DCS 为基础,虚拟 DCS 使得仿真机上的操作功能、界面外观和维护方式与现场 DCS 一致。图 6.8-1 (a) 是现场的 DCS 基本架构,工业现场的分散式控制单元 DPU 接受现场测量变送装置送来的信号,根据逻辑组态以及操作员站经实时网络送来的操作指令,将控制指令送回到工业现场中的执行机构,从而构成一个完整的控制回路。图 6.8-1 (b) 体现了分散式仿真机的架构,操作员站、实时网络与真实 DCS 一致,而虚拟的分散控制单元 VDPU 和真实的分散控制单元 DPU 一一对应,其中运行的控制组态和现场完全一致,这三者一起构成了虚拟 DCS。

与真实现场不同的是,虚拟的工业现场替代了真实的现场设备,这些汽轮机、锅炉、电气设备的数学模型运行在特定的仿真分散处理单元 DPU 中(称之为 SDPU,SDPU 和 VDPU 完全一样,区别在于两者分别运行的是仿真组态和控制组态)。SDPU 接受 VDPU 送出的控制指令,并完成相

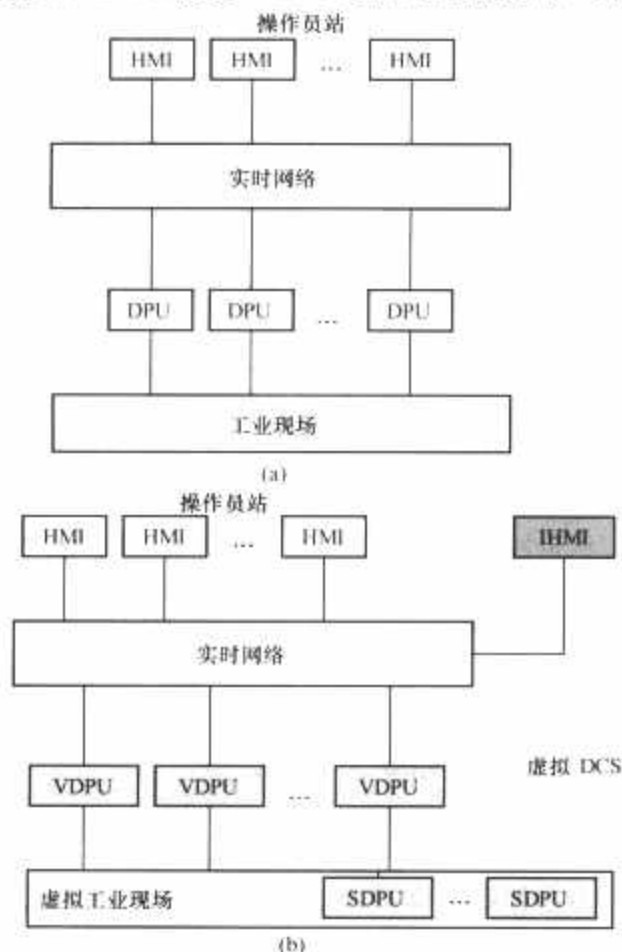


图 6.8-1 分散式仿真机典型架构

(a) DCS 系统; (b) 基于虚拟 DCS 的分散式仿真系统

应的动作,将设备状态反馈,如温度、压力、流量等信号送回到 VDPU 中。

分散式仿真机的基础是虚拟 DCS,虚拟 DCS 的核心是与现场 DCS 的一体化设计,包括如下内容:

(1) 与现场 DCS 的硬件一体化,将现场 DCS 组件(包括 DPU、卡件等)整合到最小化 DCS 中,可用于疑似卡件诊断与测试与热工培训等。

(2) 与现场 DCS 的软件一体化设计,使得仿真机的图形操作界面,逻辑组态与被仿真机组完全一致,可轻松实现同步更新。

(3) 与现场 DCS 的分散式架构一致,采用多个虚拟 DPU 的分散式架构,支持协同调试,并省略了昂贵的计算服务器。

从现场 DCS 上拷贝的控制组态和画面等软件可直接运行于仿真机上,相应的,在仿真机上做的改动也可应用于现场,这使得在线/离线仿真与优化控制真正成为可能。

#### 3.1.2 计算机网络与设备

分散式仿真机与现场 DCS 硬件采用一体化设计,所有仿真功能(最小化 DCS 除外)均可在 PC 机上实现。分散式仿真机可采用与现场 DCS 相同或更高配置的工控机,PC 配置也可根据用户不同需求特殊配置,原则上要求仿真系统教练员站平均负荷一般不大于 50%。

分散式仿真机网络通常采用以集线器为核心的星形连接方式,各计算机设备通过 RJ45 双绞线与集线器相连,可采用单网或与现场类似的冗余双网结构。需要与外部系统相连时(如现场 DCS),可考虑加装防火墙或单向隔离装置。

分散式仿真机硬件图如图 6.8-2 所示。分散式仿真机设备硬件一般包括操作员站、工程师站、就地站、最小化 DCS、网络与附属设备等。

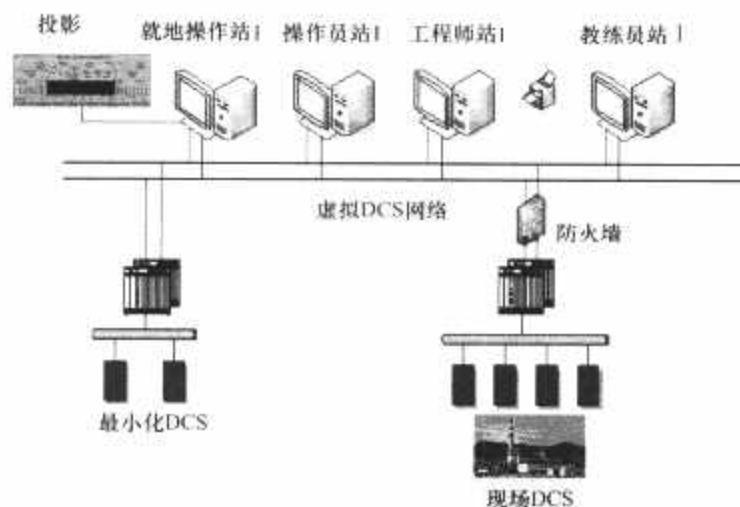


图 6.8-2 分散式仿真机硬件图

(1) 操作员站(HMI)。遵循虚拟 DCS 设计,其软件与实际现场完全一致,即功能一致、界面一致、操作方式一致等,这为操作员监视、分析运行过程中的各种参数提供了方便。操作员站具有以下主要功能:

- 1) 监视 DCS 的模拟量和开关量。
- 2) 显示并确认报警。
- 3) 建立趋势画面并获取趋势信息。
- 4) 控制设备操作。

(2) 教练员站(IHMI)。分散式仿真机具有逼真的仿真环境,能够使学员在培训过程中感到犹如身临实际电厂的机组上进行操作。指导教师可以通过教练员站的图形操作界面控制仿真机的运行,控制、监视、考察参加培训学员的操作,以完成各项培训功能。教练员站可实现如下主要的培训



功能:

- 1) 具有与操作员站同样的功能。
- 2) 机组启/停及实时运行的在线调试。
- 3) 事件与学员操作记录。
- 4) 工况的设置、储存、冻结、解冻、重演、回退等功能。
- 5) 事故工况设置。
- 6) 系统外部参数的设置。
- 7) 仿真数学模型的快慢速设置。
- 8) 操作过程优劣的评分功能。

(3) 工程师站(ENGHMD)。工程师站是为仿真机软件工程师服务的终端设备,主要用于仿真机软件修改、扩充、新程序开发等功能,以离线或在线方式工作。工程师站的主要功能有:

- 1) 具有与操作员站同样的功能。
- 2) 具有教练员站的主要功能。
- 3) 显示和调试变量参数。
- 4) 与实时数据库进行设置、通信等。
- 5) 在线或离线对模块进行修改、扩充、调试。
- 6) 在线或离线对程序进行调试、连接、装入。

(4) 就地操作站(NDHMI,含多媒体站)。就地操作站的功能是给运行人员提供补充的操作手段,应对那些不在DCS操作员站操作的主要就地设备。由于仿真机的培训对象是集控室中的运行人员,因此就地设备应简化设计,以突出培训集控人员的DCS的操作和演练,选取原则是在启/停过程中或事故处理过程中必须操作的主要就地设备。

就地操作站以图形方式在CRT/LCD上显示电厂的蒸汽、水、煤、油、电等各个系统的流程,采用人机交互方式通过鼠标可以实现在实际机组运行期间需到现场处理的主要就地设备的操作。多媒体站以图形方式投影显示光字牌、工业电视及其他在集控室立盘上显示的转速表、功率表等主要表计,另外还具有声音报警功能。

### 3.1.3 数学计算与功能管理平台

作为仿真机系统的控制中枢,仿真平台必须是一个可视化的科学计算与功能管理的工程平台,为各种上述功能的实现、各种模型的运算提供强力的支撑。仿真平台具有界面友好、功能齐全、通用性强和开放度高的特点,主要体现在以下各个方面:

- (1) 采用可视化界面,完成VDPU集群控制功能(完成开启/关闭,冻结/解冻等操作和状态监视)。
- (2) 支持在线修改、在线调试,并可以立即影响到模型的计算。
- (3) 支持多人在网络环境下的协同开发,提供了从模型组态、连接、调试、运行等全过程的支持。
- (4) 高精度的仿真周期,组态化方式下最小仿真步长可以达到20ms甚至更短。
- (5) 支持一机多模,可以在一套硬件系统上开发或运行不同的仿真模型。
- (6) 提供了方便的应用程序开发接口,为用户基于仿真机的软件开发提供了手段。利用这些接口,可以完成对系统模型的扩充和修改等。程序开发接口采用了动态链接库方式,用户可以使用Visual C++实现对系统功能的调用。
- (7) 支持多台计算机之间的分散式协同仿真运行,满足了大型复杂系统的仿真计算要求等。

### 3.1.4 对象仿真模型建模系统

火电站按照系统作用分为对象部分和控制部分模型,对

象部分按照工艺流程又可分为锅炉、汽轮机、电气等系统,各对象系统下又可分为若干子系统。其总体原则如下:

(1) 电厂仿真数学模型对参考机组的仿真,应严格遵守能量、质量、动量守恒定律,均应以机理方程来描述,不存在非机理现象,应逼真地再现实际机组的真实工况。

(2) 电厂数学模型应如实反映各系统及其运行参数在不同运行工况下(包括冷态、温态、热态、极热态启动、正常停机、滑参数停机、紧急停机、不同负荷下正常运行)与变工况时的动态响应特性,并能在相应软仪表、画面等处准确反映。

(3) 数学模型不仅应准确反映各个独立的设备和系统,而且还应准确地反映各设备和系统间的相互作用。

(4) 数学模型应可仿真出各种常见事故项目,并包含学员误操作和不良操作所引起的事故。对于学员的正确操作或误操作,电厂仿真数学模型应如同实际机组一样的反应。

无论是仿真技术的哪种应用,模型建立后所能达到的精度是必须衡量的指标,以培训用仿真为例:

(1) 稳态精度。在满负荷时,关键参数与设计参数的偏差小于 $\pm 5\%$ ,在其他负荷稳定点运行时,所有参数均符合物理/化学原理。

(2) 暂态精度。对于暂态精度需满足以下基本要求:

- 1) 对于参数变化速率,操作员感觉不出与现场DCS明显差异。
- 2) 符合物理/化学基本原理。
- 3) 所有关键/非关键参数的动态变化不应导致不该出现的报警或联锁保护。

## 3.2 机组运行培训基本内容

运行人员培训包括机组冷、热态启动,停机,正常运行,事故处理等操作过程的基本内容,用于提高运行人员在各种工况下的启/停操作和事故状态下正确分析、判断和处理各种事故的能力。评分系统能够跟踪学员的操作过程,根据评分规则以及操作中出现的报警情况进行精确的评分,从而对运行人员的操作能力进行量化。将不同的运行方式及控制方式在仿真系统上进行试验,还可以对现场运行提供有效指导。

### 3.2.1 机组启动、停机、正常运行操作培训

机组的启/停及变工况培训主要训练运行人员的基本操作能力,教练员可以回退到任意的工况开始培训,结合冻结、解冻、改变仿真速度等功能的使用,可以使培训更具针对性。培训的主要内容包括:

(1) 机组启动准备。

1) 启动前子系统的确认。确保机组各子系统处于正确的备用状态,例如各系统的阀门处于正确的开关状态。

2) 启动前子系统的投运。包括建立正常的润滑油、密封油、EH抗燃油油压,投入工业水、循环水系统,除氧器上水加热等。

(2) 机组启动试验。机组启动时,需要在启动前和启动过程中进行一系列试验,主要包括机组的机、炉、电大联锁试验;辅机及辅机附属设备的联动及保护试验;水位保护试验;主汽门、调节汽门严密性试验;摩擦检查;手打停机控制块试验;103%超速保护试验;110%超速保护试验;机械超速保护试验;AST试验等。

(3) 锅炉点火。培训内容包括不同的锅炉上水方式,炉水加热投运,启动空预器及引风机、送风机、火检风机,进行炉膛吹扫,投入盘车装置,抽真空系统,投入油枪,点火

后监视汽温、汽压及汽包水位变化,按照启动曲线进行升温升压,直至汽轮机冲转。

(4) 汽轮机挂闸冲转。汽缸预暖完成后进行挂闸操作。确定冲转蒸汽参数,在冲转、升速、暖机过程中,保持锅炉参数的稳定。

(5) 机组并网带负荷。汽轮机达到额定转速后,电气进行并网操作。机组并网后进入升负荷控制,加强锅炉燃烧,并逐渐关闭旁路,准备启动制粉系统。投入功率回路可以设定负荷功率目标值,根据燃烧稳定情况,逐步投入粉枪退出油枪。负荷达到定值后,电气进行厂用电切换操作,改由工作电源为厂用电供电。依照操作规程对给水泵进行操作,包括汽动给水泵与电动给水泵的负荷切换等。根据机组运行状态,投切单阀顺序阀控制、CCS遥控。

(6) 机组运行方式。

1) 操作员自动方式。根据机组的热状态,DEH自动按启动曲线启动,过临界转速、升速、并网、初始负荷和升负荷及各种试验等,操作员可通过操作盘进行干预,按实际需要改变启动曲线、负荷的升降以及进行试验等操作。

2) 手动方式。当DEH自动部分故障时,切至手动应急操作方式,用阀位升、降控制块调整负荷。

3) CCS协调控制方式。包括协调控制方式、手动控制方式、锅炉主控方式(机跟炉)、汽轮机主控方式(炉跟机)以及控制方式的切换等操作培训。

(7) 运行过程中的机组维护及参数调整。主要培训运行人员按照规程对设备进行操作,保证机组在额定工况下运行。包括应使锅炉蒸发量适应机组负荷需要;保持良好的炉内燃烧工况,减少热损失,提高锅炉效率;优化运行工况,提高机组效率;按规定定期进行机组设备试验及设备切换;发电机在电压、频率、功率因数、发电机正常等。

(8) 停机方式的选择。模拟小修、大修等计划停机,训练运行人员滑参数停机操作;模拟短时间消缺处理后能及时启动的情况,训练运行人员额定参数停机操作。

### 3.2.2 机组故障处理培训

运行人员可以针对某一个事故进行反复演练,保证在实际运行过程中正确处理相应事故。

#### 3.2.2.1 机组紧急停运

(1) 锅炉紧急停运。通过故障管理软件设置水冷壁、省煤器爆管,不能维持汽包正常水位;过热器、再热器蒸汽管道爆管,无法维持正常的汽温、汽压;烟道内已发生二次燃烧;锅炉压力超过安全门动作压力而安全门拒动;给水中断等故障,同时设置MFT拒动,训练运行人员手动MFT,停止锅炉运行。MFT动作后要求操作员复位已跳闸设备,查明MFT动作原因并消除,炉膛吹扫,若能恢复运行,则点火启动。在处理过程中需要注意水位、汽温的调整。

(2) 汽轮机紧急停运。通过故障管理软件设置汽轮机强烈振动;汽轮机超速;轴向位移超限;润滑油下降;高压外缸上、下缸温差超限;凝结器真空下降超限等情况而相应的保护装置拒动的故障,或者MFT动作、发电机事故掉闸等情况下训练运行人员对汽轮机紧急停运的处理方法,要求操作员在运行过程中监视有关参数,及时做出判断,果断进行紧急停机。

(3) 发电机紧急停运。通过设置发电机内部故障,保护或开关拒动;发电机大量漏水、漏氢且伴有定子接地现象;发电机定子冷却水断水而保护未动作;变压器跳闸保护拒动等情况,训练运行人员对发电机紧急停运的正确操作处理。

#### 3.2.2.2 机组故障停运

(1) 锅炉故障停运。对运行人员进行故障停炉操作培训,可以通过设置下列故障来进行。锅炉承压部件泄漏但短时维持汽包水位;受热面管壁温度严重超温,经多方调整无效;单台空预器故障,无法恢复;汽包就地水位计全部损坏或失灵;当炉外管道有漏汽、漏水现象,不能与系统隔离处理等。

(2) 汽轮机故障停运。对运行人员进行故障停机操作培训,可以通过设置下列故障来进行。主、再热蒸汽管以外的管道系统破裂无法维持正常运行;主要辅助设备故障无法维持主机运行;油系统故障无法维持运行等。

(3) 发电机故障停机。对运行人员进行故障停发电机操作培训,可以通过设置下列故障来进行。发电机定子铁芯、线圈温度超过允许值,且调整无效;发电机转子铁芯、线圈温度超过允许值,调整无效;发电机漏氢严重,且无法维持正常运行;发电机进出口氢温度、氢冷却系统故障,无法维持正常温度;发电机内冷水系统严重漏水,处理无效或发电机内漏水;发电机密封油系统泄漏严重,无法维持运行油压等。

#### 3.2.2.3 锅炉典型故障处理培训

(1) 锅炉满水缺水。通过设置给水自动失灵及调整门故障或给水泵故障,模拟锅炉满水缺水故障,训练运行人员在相应情况下的正确操作。

(2) 主蒸汽温度失常。通过减温水系统故障、烟道二次燃烧等故障的投入,模拟主蒸汽温度高的情况。通过减温水系统故障、烟气挡板失灵等故障的投入,模拟主蒸汽温度低的情况。

(3) 锅炉灭火。设置风烟系统相应设备故障导致炉膛负压或氧量过大;水冷壁爆破;MFT动作等故障的参数,可以模拟出锅炉灭火的情况,训练运行人员进行相应的抢救操作。

(4) 省煤器、水冷壁、过热器、再热器的泄漏或爆管。在故障管理软件中设置不同的泄漏参数,模拟实际现场中相应设备不同程度的泄漏情况。

(5) 尾部烟道二次燃烧。在故障管理软件中设置不同的二次燃烧参数,模拟通风吹扫不足、煤粉过粗,油枪雾化不良、负压过大,使未燃尽燃料吸入烟道等各种实际情况下的烟道二次燃烧故障。

#### 3.2.2.4 汽轮机典型故障处理培训

(1) 凝结器真空下降。设置循环水量少或中断;循环水漏入凝结器致使热水井水位过高;真空泵工作失常等故障,模拟凝汽器真空下降的现象。

(2) 胀差异常。通过在启/停机过程中设置轴封供汽异常、汽缸夹层加热异常等故障,进行胀差异常情况下的培训。

(3) 润滑油系统工作失常。通过设置主油泵、射油器工作失常;油箱放油门误开;油管路、冷油器漏油;轴承进油管堵或油量不足等故障,进行润滑油系统工作异常情况下的操作培训。

(4) 汽轮机超速。通过设置主汽门、调速汽门、抽汽逆止门卡涩等故障,进行汽轮机超速情况下的操作培训。

#### 3.2.2.5 电气典型故障处理培训

电气系统多为开关量信号,除了定子冷却水系统,氢冷系统通过设置阀门、设备故障来模拟相应的故障现象进行培训外,其他开关量故障主要包括:发电机定子接地、发电机PT断线、发电机励磁回路一点接地、6kV母线PT断线、



6kV 系统接地、厂用电中断、发电机失磁、发电机强励等。

将现场发生故障时的数据在仿真机上进行回放，可以分析故障发生的原因，追踪运行人员的处理过程。查明原因后可以在仿真机上设置同样的故障，进行模拟处理。

以上所述各典型故障是根据故障发生后出现的现象进行了分类，发电机组作为一个复杂的系统，各部分是紧密关联的，一个故障的投入可能引起机炉电的连锁反应。而为了丰富仿真机故障的种类，还可以通过多故障的组合，同时或相继投入多个故障来提高运行人员的处理能力。利用泵、风机的效率下降或跳闸，阀门卡涩或误动，管路泄漏，开关误跳等基本故障进行组合，能模拟出更多的故障现象。

随着仿真技术的不断发展，仿真系统的功能也在不断的完善，从而拓展了仿真系统的使用范围，使其能够对电厂各类人员进行全方位的培训。通过将仿真机的所有功能集中在笔记本电脑上形成的移动仿真站，能随时随地进行仿真，从而满足了用户在各种场合应用需求。新型分散式仿真系统利用最小化 DCS 技术，可实现热工人员网络维护培训、疑似卡件部件故障诊断以及备品备件有效性检验的功能。

### 3.3 控制系统培训与故障诊断

仿真机除了在运行人员的培训中发挥作用外，也能通过最小化 DCS 为热工人员提供控制系统的培训与故障诊断。

#### 3.3.1 最小化 DCS

电厂可充分利用控制系统备品备件的资源，依据 DCS 的标准搭建一个小型、备用的控制系统，与现场 DCS 相比，这个系统在结构上简化了，在设备数量上减小了，所以称之为最小化 DCS 系统。

最小化 DCS 装置中采用现场 DCS 中所用的机柜和布线，所有现场 DCS 中用到的 DPU、卡件、端子板均可以安置其上，使得整个机柜（控制柜与端子柜）成为虚拟 DCS 网络上的一个有效节点，既可以参与仿真计算，也可以作为控制网络的一部分资源。因此热工维护人员可以在仿真机上检验所有备品备件的可靠性，提高质量管理水平；也可以对于现场 DCS 中疑似故障的硬件设备进行故障诊断，以减少维护维修费用。

最小化 DCS 除了依照标准的 DCS 系统的进行架构外，还增加多种软硬件测试手段，同时依附虚拟 DCS 中的集群控制功能及数据操作功能，可以针对电厂卡件使用过程中的校验、现场逻辑的测试、热工人员的培训及备件的存放等相关问题提供一整套解决方案，通过这套方案可以非常方便实现热工人员的控制系统培训以及故障诊断等功能。

#### 3.3.2 系统架构

最小化 DCS 系统架构如图 6.8-3 所示。最小化 DCS 的系统结构可以划分为最基本的三大部分：过程控制站（DPU）、系统网络和人机接口站。最小化 DCS 系统和现场

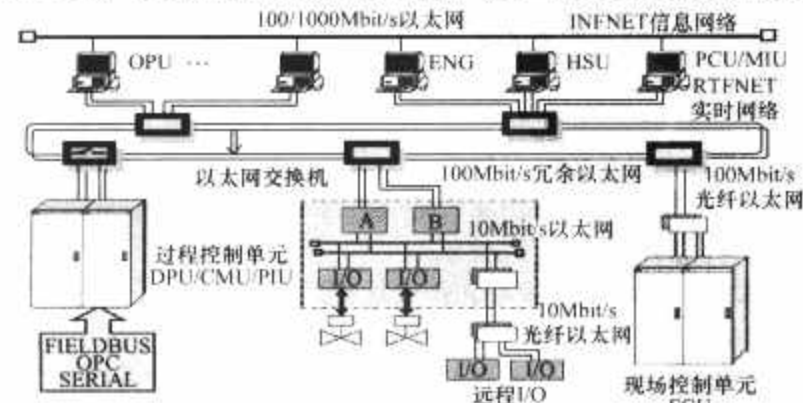


图 6.8-3 最小化 DCS 系统架构图

DCS 系统在结构层次上保持一致。

在最小化 DCS 系统中用一对 DPU 代替现场 DCS 系统的若干个过程控制站，此外由交换机组成 10M/100M 自适应双重冗余网络结构，由便携式电脑来代替人机接口站。

最小化 DCS 系统连线图如图 6.8-4 所示。最小化 DCS 系统中，I/O 端子板都被安置在一个控制柜和一个端子柜中，控制柜与端子柜之间用专用的 37 芯电缆进行连接，控制卡件分别安置在多个卡件箱中，由卡件箱对卡件进行供电，各个卡件箱之间通过 10M 网络进行连接，多个卡件箱与过程控制站之间进行连接以实现信号的交互，同时过程控制站与人机接口站之间通过交换机进行连接组成网络。

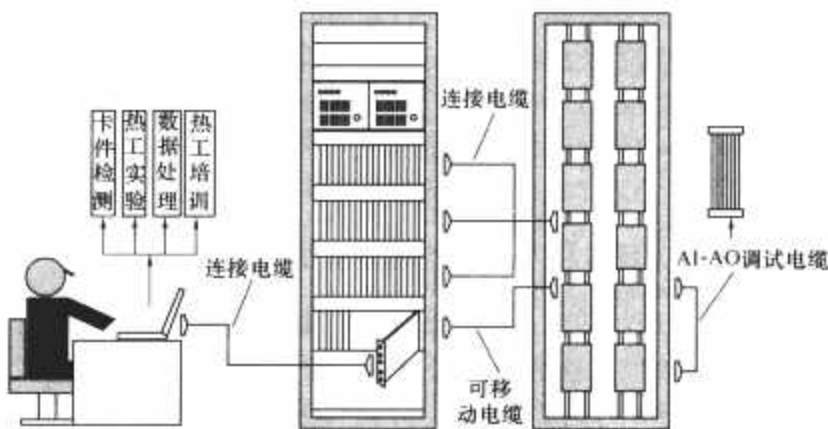


图 6.8-4 最小化 DCS 系统连线图

最小化 DCS 中还容纳了为热工维护专门设计的部件，如人机接口站与单独卡件之间的连接电缆、端子板与端子板之间的连接电缆等。

#### 3.3.3 基本功能

(1) 故障排查。一般当现场怀疑某卡件有故障需要更换时，换下来的卡件往往是直接报废，并没有找出真正使得卡件损害的原因。最小化 DCS 系统提供了一个完整的测试环境，通过逐点排查的方法查出卡件准确的故障处，从而为现场排查故障隐患提供了准确的入口。同时，该系统还可以对一些疑似故障卡件进行诊断，从而降低现场设备的报废率，节约成本。

(2) 热工培训及试验。对于后期进入的热工人员而言，不可能接触到 DCS 在调试状态中所具有的学习便利，难以获得直接的感性认识。通过最小化 DCS 系统可以设置 DCS 系统可能的故障，通过故障的排除来锻炼热工人员的应急能力，可以全面提高热工人员的现场维护能力，同时还可以培训热工人员的一些基本操作技能，如合理地进行现场组态下装上装、卡件端子板的带电操作、DPU 的在线更换等。

(3) 在系统仿真软件的支撑下，最小化 DCS 系统的 VDP 集群管理能力使得系统中运行与现场所有真实 DPU 一样的组态文件，此时，热工人员可以利用该系统进行现场组态的测试，测试组态逻辑的准确性，同时还可以进行现场组态逻辑的优化前的测试，从而避免了在线修改组态所带来的潜在风险。

(4) 同时，VDP 集群管理能力使得现场机组运行的历史数据可以完全无缝地重演在最小化 DCS 系统中，一方面可以让热工人员更好地分析历史数据，另一方面还可以通过该系统对多台相似机组的运行数据进行比较，对机组的优化运行起到一定的指导作用。

(5) 现场设备的更新有时甚至对一次元件也要进行更换，此时就需要在最小化 DCS 系统对新的一次元件与 DCS 的连接进行试验以找出最佳的整定参数。另外，此系统还可作为 DCS 与外系统进行通信的试验平台。



### 3.3.4 拓展功能

一般现场的卡件需要置换时,直接将备件中的相应卡件换到正在运行的机组上,这样存在一定的风险,同时也使卡件的准确度有所下降。在此系统中,提供了完整的卡件测试手段,包括上电测试及通道测试,在将备件使用至现场前经过此系统的测试,一方面降低了备件损坏对系统的冲击,另一方面增加了备件的准确性,使得机组能够顺利安全的运行。同时最小化 DCS 系统为现场的备用卡件、端子板、DPU 等 DCS 设备提供了与现场一致的存放环境,可以有效地降低由于存储环境的不合格而对备品备件的损害。

基于最小化 DCS 系统与现场 DCS 一致的软硬件架构上,不仅仅能够对热工人员进行现场操作能力的培训,还能够对现场控制系统的故障进行分析与排查,通过强大的数据能力对现场的运行情况进行分析,另外,由于系统与现场一致的硬件架构与电源等级,所以可以对备件进行检查,还可以使得备件处于“临带电”状态使得备件储备更加可靠。

### 3.4 用于工程分析与优化的高精度仿真模型

仿真机应用的热点在于培训电厂集控运行人员,训练其起/停机和故障处理情况下机、炉、电各专业人员的配合能力。然而,随着时代的发展,仿真机也将被不断赋予新的功能,主要体现在两个方面:

(1) 仿真范围扩大化。随着自动化技术的发展,火电厂全厂控制趋于一体化。在传统的机、炉、电三大专业基础上,用户提出了对其他辅助系统,如脱硫、化水、电网侧等的仿真培训要求。

(2) 仿真模型高精度化。在集控水平稳步提高、竞争愈显激烈的前提下,大量用户已经不满足停留在“能控”的初级阶段,进而转向更高级的优化控制。优化控制的策略多样,逻辑复杂,难于调试。同时在进行任何优化策略的实施时,必须确保机组的安全性。于是,用户希望能有一个调试平台,在此平台上进行优化策略的设计,测试完成后再应用于现场机组。

仿真机因为其软硬件的一体化设计,使得画面、控制系统软件、控制策略与现场完全一致,自然成为优化测试平台的最理想选择。但是传统的仿真机以培训运行人员为出发点,因而在对象建模时进行大量简化。这样的简化模型固然有足够精度满足培训需求,但损失了大量细节特征,其中包含了优化控制需要的关键特性,这对部分对象模型的仿真精度提出了更高的要求。

## 4 电站运行优化系统设计与应用

### 4.1 电站运行优化的目标

#### 4.1.1 控制对象的特点与优化目标

##### 4.1.1.1 控制对象的特点

作为电站控制的主要对象,火电机组具有强耦合、非线性、大惯性的综合特征,并且伴随着丰富的参数时变和各种不确定因素。

##### 4.1.1.2 控制的目标

电站控制的基本目标可以概况为:在克服机组内部各种干扰因素条件下,使得机组以最佳的效率满足电网对机组负荷的需求,以最小的排放满足社会对环境保护的要求,同时保持最小的机组设备寿命损耗与最小的机组主设备以及关键辅助设备的跳闸可能性。在这个目标下进行运行优化通常具有以下两个主要方向。

(1) 工况过程寻优。电站对象各个设备与环节在满足自身的质量、热量、动量平衡的前提下,对系统中相邻的设备与环节产生复杂影响,大大增加了协同寻优的数学维度;此外,设备与环节的特性还受到了自身老化、各类设计制造与安装偏差,以及环境变化等影响。工况过程寻优的本质目的是机组在不同工况运行时给出正确的参数搭配,以保证机组被控制在这个参数体系下运行时处于最优状态。

(2) 控制过程寻优。电站对象热工控制是一个具有多个控制量和被控量的多变量控制系统。目前广泛应用的常规机组控制方案是结合前馈补偿、串级等控制策略,采用了基于 PID 线性控制算法的多个 SISO 反馈控制回路所组成的分散控制结构,只能用来维持生产过程的平稳,而无法保证大范围工况条件下的最佳性能,并且在复杂工况下需要大量的额外监督和人工干预。控制过程寻优的本质目的是机组在工况变动过程中正确地引导动态过程并且减小波动,以保证机组在各个最优状态之间变化时保持快速平稳。

工况寻优保证了机组运行每个时刻的最优目标,而控制寻优保证了达到这些目标的最优过程。

#### 4.1.2 优化潜力与方向

越是结构交错、数学维度高的工业过程系统,各构成部分之间的协调统一性就越复杂,系统整体效益的追求也就越困难;另言之,系统节能的潜力就越大。电站就是这样一个系统,无论是从流程与设备改造,还是基于 DCS 本身的挖掘方面,都富有运行优化的余地。

##### 4.1.2.1 高低压变频调速系统

高压大容量调速系统如给水泵、引风机等具有丰富的变频节能潜力,其可靠性完全能满足要求,综合运行效率高,30%~50%的节能效果十分显著。此外,对灰浆泵、给粉机、给煤机等 380V 低压调速系统的变频调速改造,也是电厂节能降耗的有效途径之一。在凝结水系统中还可以试验机电一体化的变频控制系统,即把凝结水泵改为变频器控制调节,变频器的转速控制在 DCS 中实现,DCS 根据除氧器、凝汽器水位进行正常调节,控制凝结水泵转速,以减少凝结水系统的压力损失,达到节约凝泵厂用电量的目的。

##### 4.1.2.2 锅炉四管应力监管系统

电厂锅炉四管(水冷壁管、过热器管、再热器管、空预器管)发生事故的概率较大,这些高温受热面运行在恶劣的高温、高压工作环境中,金属壁面承受的交变高值的应力水平导致爆管、泄漏等问题频繁发生。通过检修期间对受热面金属进行广泛的抽样检验,可以对受热面整体状况进行离线监测。这种方法简单易行,可以提供宏观性的指导意见,不过其对于金属应力和寿命特征的监测是阶段性的,无法跟踪到过程中的变化,因而也不能做到实时的优化潜力挖掘。通过实时检测受热面管束的介质温度和压力,计算其热力特性,并且根据管束中不同重点管段的历史温度、应力分布特征,分析炉管的寿命损耗情况,并且结合离线结果进行适度修正,可以在线产生指导运行的操作指令。这种方法显然优于前者,不过在实施过程中对于分布特征的把握、计算公式的合理简化、金属损伤及其寿命机理的准确把握等理论分析需要合理而广泛的实践验证。

##### 4.1.2.3 锅炉燃烧效率和排放优化

实现锅炉效率及其主要影响参数变化的实时监测,及锅炉性能的实时计算与分析是电站运行优化的主要方向之一。从全厂各个生产控制子系统获得丰富的过程数据,利用精确、专业的计算分析模型对锅炉进行在线性能计算和经济指

标分析,通过分析计算得出各种热损失以及输入的燃料热值、锅炉效率和过量空气系数,并计算此时实际运行工况的锅炉效率与最优值的差值,并将影响锅炉效率的主要监测参数(过量空气系数、氧气含量、排烟温度等)与最优化值进行比较,由此可知此时影响锅炉效率与最佳锅炉效率偏差最大的参数,指导操作人员进行调整,或通过闭环优化控制,可以保证锅炉达到最佳的燃烧效率,同时降低氮氧化物、一氧化碳等污染物排放,具有显著的经济效益和社会环保效益;并且项目的投资较少,不必改动现场的设备,基本不影响机组的正常运行,实施风险低,投资回报期短。

## 4.2 优化工程实施的一般原则

优化工程实施的最终目的是能给客户带来真实可测量的效益。因此,必须在优化工程的实施中考虑和采用实用、先进的技术,并解决诸多工程化的问题。一般而言,包括数、模、寻、控四个主要环节:

(1) 数据获取。通过数据调和和技术来保证数据来源的可靠。

(2) 数学建模。通过在线的数学建模(如智能神经元)技术保证模型的精度。

(3) 工况寻优。通过在线的数学寻优(如智能遗传)技术来有效寻求最佳工况点。

(4) 控制回路。通过安全增强与保护逻辑在平稳的前提下完成闭环控制。

优化工程实施的主要环节如图 6.8-5 所示。

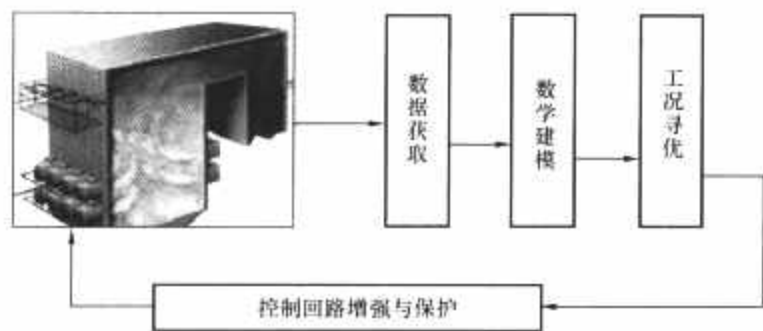


图 6.8-5 优化工程实施的主要环节

### 4.2.1 通过数据调和和技术来保证数据来源的可靠

由于测量原理、安装位置、仪器精度、校验质量、仪器老化或故障、外界干扰等因素的影响,来自 DCS 的现场测量数据均带有一定的误差,在这个基础上进行各种性能分析显然难以确保计算结果满足热力学的基本质量和能量平衡,进而进行的优化处理就会成为空谈。

因此,如果不对现场数据进行合适的处理,计算结果往往是不准确的,甚至是误导性的。通过数据调和和技术,可以确保在满足热力过程质量和能量平衡的前提下,实现调和后的数据与测量数据的最大匹配,从而使计算和分析的数据能准确地反映机组和设备的真实状态。数据调和的另一个重要应用是对现场的测点精度或有效性进行评定。对于实际测量数据与调和后数据有较大偏差的测点,用户可以对测量传感器进行检查、重新标定或更换处理。实施数据调和的过程如下:

(1) 通过对机组和设备模型的测量输入做适当的调整,使得机组热力过程质量和能量的平衡产生相应的变化。

(2) 同时,系统自动计算变动后的数据与测量数据的匹配度,并寻找满足热力学平衡下与测量数据最大匹配的调整值作为调和后的数据。

在数据调和的过程中,系统用不同的加权因子对不同精

度和品质的测点进行匹配度计算,从而通过对可靠度高的测点给予高的权重而使系统的分析计算具有高的准确度。

数据调和的结果,产生了一组最准确反映机组当前运行工况、校正后的“测点输入数据”,基于调和数据计算的结果也是最能准确反映机组和设备当前状态的性能指标。

在数据调和和技术的基础上,可以采用数据规则技术对数据进行有效性检验,并可以对坏点数据进行替换处理。利用直观的配置界面,用户可以创建复杂的数据处理规则,包括逻辑运算、统计处理和数学函数变换等。因此,用户可以完成以下功能:

(1) 数据光滑与滤波,可以去除高频噪声,便于观察数据的变化趋势。

(2) 数据有效范围检查,例如,由于过剩氧量的合理范围与负荷有关,则可以利用测量或调和后的负荷计算生成过剩氧量上下限。

(3) 建立复杂的数据模型,例如,在一定的范围内,磨煤机的进料速率是输煤机的转速、磨煤机电机电流以及磨煤机压差的一个函数。

(4) 交叉数据校验,可以用多个相关的数据通过逻辑组合来校验其他的数据。

(5) 数据规则的建立方法非常简单,用户可以随时将自己对设备和参数的运行经验和知识添加成数据规则,增强所分析数据的准确性和有效性。同样,用户也可以很方便地创建数据规则对坏点或无效的数据进行替代处理。

### 4.2.2 通过在线数学建模技术保证模型的精度

获取准确和可靠的调和数据后,建立研究对象或者过程的数学模型就有了坚实的基础。从优化工程的实际需求出发,建模应该恪守以下基本要求:

(1) 在线的。模型必须在秒级甚至更短的单位周期内完成。

(2) 精确的。对于数学维数简单、物理过程清晰的对象或者过程,机理性模型描述比较适合,此外则需要考虑黑箱型模型,或者两种模型混合使用,以确保模型在特定工况细部,或者大工况变动时能够具有要求的精度。

(3) 有预测能力。模型不仅可以正确地反映建模时刻的状态,还可以对未来发展趋势进行合理的预测,这是进行下一步寻优所必需的,这是因为寻优所处理的正是未来可能发生的情况。

机理性建模利用各种面向设备对象的模块组件,建立全厂的、稳态的设计和非常设计工况下的热力性能模型,包括以下几类性能指标:

(1) 测量性能。直接采用原始测量数据计算的“实际的”性能数据。

(2) 计算性能。基于热力学平衡模型和数据调和和处理后的数据计算的“真实的”性能数据。

(3) 期望性能。基于设计数据或新建机组性能试验数据计算的“理想的”性能数据。

(4) 修正性能。将热力学平衡和数据调和和处理后的数据在参考运行状态下计算的“参考的”性能。

其中参考状态通常是指机组设计时所依据的状态。例如,校验的机组功率是指当前机组如果运行在参考状态时所能产生的功率。由于采用了热力学平衡和数据调和和处理后的数据计算修正性能,且均是在参考状态下进行计算,因此,排除了环境因素(给水温度、环境温度、煤的发热量)以及运行因素(负荷、给水泵数量)等的影响,使得不同时间下计算出的修正性能具有可比性。除非设备自身状态或性能发



生变化（泄漏、结垢、故障等），修正的性能指标将基本保持不变。这样，修正的性能指标就可以准确地反映设备自身的状态变化，它随设备性能的提高而上升，随设备性能的劣化而下降。因此，修正的性能指标可以作为设备状态的计量参数，具有很强的实用意义。

对于关键的性能参数一般均需要计算上述四种性能数据，且对于每个设备一般至少要有有一个关键参数同时计算修正的性能指标和期望的性能指标。表 6.8-1 给出了部分常见参数的计算选项，具体计算项的确定可由用户提出，并体现在功能设计规范中。

表 6.8-1 部分常见参数的计算选项

参数信息	测量数值	计算数值	期望数值	修正数值
全厂系统				
机组总功率	X	X		
厂用电	X	X		
供电功率	X	X	X	X
供电热耗	X	X	X	X
锅炉				
锅炉效率		X	X	X
蒸汽产汽量	X	X	X	X
流量与焓降		X		
汽轮机				
总功率	X	X	X	X
循环热效率		X	X	X
空气预热器				
传热量	X	X		
传热效率	X	X	X	X
凝汽器				
循环水流量	X	X		
真空	X	X	X	X
冷凝水流量	X	X		
给水加热器				
端差	X	X	X	X
疏水加热器	X	X	X	X
给水泵				
效率		X	X	X

事实上，除了一些特殊的环节之外，电站运行中的大多数对象和过程均难以用机理性模型准确表达。原因在于无法描述其物理机理，但是存在大量的数据可以反映对象的各种变化范围和特征；或者具有非常复杂的输入和输出的种类和数量，但是基本可以确定；或者物理解析解不可能求得，或不精确，或计算非常耗时。

神经网络技术是常见的一种黑箱型数学建模方法，与机理性建模显著不同的是，它完全建立在对大量的数据学习的的基础上，模拟人脑神经网络的工作原理，不断地利用数据对输入—输出间的关系和模式进行学习（训练过程），正确训练后的网络可以用一定的输入数据预测出相应的输出数据。例如，利用一定的参数作为输入，可以预测锅炉效率、烟气中 NO<sub>2</sub> 或者 CO 的成分大小等，见图 6.8-6。

神经网络应用中的一个难题是，如果不能正确地获取充

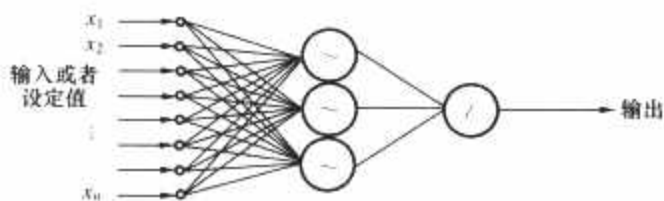


图 6.8-6 神经网络技术的输入/输出间关系

足的训练数据，则训练的网络将难于提供精确的预测输出。因此，在选择训练数据时要注意，训练数据集是否涵盖了对象的各种运行工况；在应用网络模型进行预测时，也要注意所应用的数据工况是否已经被正确地训练过。

运用实时在线训练技术可以很好地解决上述问题。即系统在应用已经训练的模型进行预测时，将会定期（用户可配置）地将预测值与实测值进行比较，如果两者的偏差超过预定的精度范围，系统会自动利用新的历史数据对网络进行在线训练。

因此，对燃烧性能所建立的模型需要是一个不断动态更新的、能适应复杂多变的工况变化、随运行时间不断“成长”的模型。

### 4.2.3 通过在线数学寻优技术来有效寻求最佳工况点

模型的准确性和有效性可以给出精确的机组运行性能的测量和预测，而优化方法的优劣将直接决定优化结果的正确性。

燃烧过程的优化是一个非常复杂的多输入、多输出、多目标的优化问题。通常类似问题的解空间都具有大量的局部最优点。传统的优化方法，如梯度下降法，如果初始值选择不当，很容易陷入局部最优点，而无法得出真正最优的解。

对于这种多参数、多目标的优化问题可以采用基因算法进行寻优。与传统的优化方法不同的是，基因算法是一种仿生学的人工智能算法，它模拟了生物界中自然选择的过程。在算法初始化期间，会在整个可能的解空间内随机产生大量的“祖先”（初始解），这些“祖先”通过随机配对、交叉等操作，产生新的子代，其中性能优秀（优化目标的函数）的个体在选择中胜出，用以产生新的子代。同时随机进行的变异操作可以有效地防止寻优过程陷入局部的最优点。经过许多代的繁衍和选择，在整个解空间内不断地产生性能更优的子代，最终可以在整个解空间内得出全局最优的解。

基因算法的另外一个特点是在寻优的过程中考虑各种复杂的约束条件，包括设置点和优化目标的变化范围、设置点间的相互关系等，不满足条件的个体在选择中将被淘汰，从而避免产生不正确或不合理的解。

另外，由于基因算法是一个随机搜索算法，可以快速地在整个解空间内寻找最优解。因此，用户可以在线调整多个优化目标间（如 NO<sub>x</sub> 和锅炉效率）的权重，实时观察相应的优化设置点的变化情况，从而可以在实际调整前事先洞察可能对设备运行产生的影响。

### 4.2.4 通过增强的逻辑来保证闭环优化的安全性

只有确保对机组 DCS 控制没有安全影响的优化方案才能产生实际的经济效益。因此需要通过逐级严密的保护措施以确保向 DCS 提供安全的闭环控制信息。其中优化软件推荐的设定值与原 DCS 设定值间的切换逻辑直接影响闭环控制过程的平滑性和稳定性。为此，需要设计增强的设定值切换逻辑，如图 6.8-7 所示，以实现安全可靠的闭环优化。

其中优化软件输出的设定值加上操作人员的输入偏置，通过增强的切换逻辑 T+ 与原有的 DCS 设定值进行判断，切换输出实际的设定值，参与后续的控制、调节和设备操作



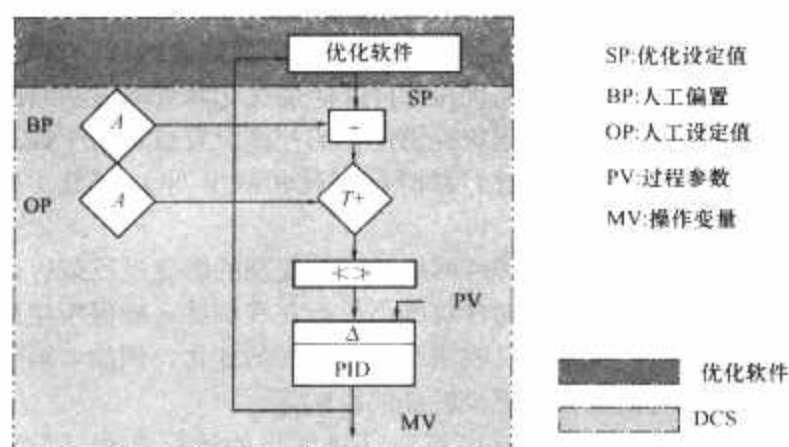


图 6.8-7 增强的设定值切换逻辑

指令的生成。因此，在确保切换输出合理的设定值时，推荐方案具有与原DCS系统相同的控制安全可靠。

增强的设定值切换逻辑（T+）至少应实现以下功能：

- (1) 自动/手动投切方式选择。
- (2) 两路输入的偏差限制。
- (3) 可选择的切换输出（选择输入1或2）。
- (4) 输出速率限制。
- (5) 偏差限和速率限可调。

根据上述切换原理可知，通过T+逻辑切换输出的优化设定是在原有的DCS设定值附近的有限范围内变化，而这个偏差限，可以根据安全运行的需要进行定制和调整。

### 4.3 基于单元机组的运行优化系统设计

遵循上述优化工程的一般性原则，在实施过程中必须针对工程特点进行具体分析和处置。通常这种优化是基于单元机组进行的，需要从系统功能、网络架构控制安全性保障等方面来考虑，同时需要顾及经济效益的有效评估。

#### 4.3.1 优化应用平台与网络架构

实时优化应用平台是基于成熟的控制系统平台衍生而来的，它继承了已有控制系统平台的强大功能和方便易用的特点，增加了大容量、高性能的实时数据库，并根据优化的需求设计出各种分析、推理、评估和决策的支持功能，为诸多己方或第三方的高级应用软件提供平台支持，是一个过程实时信息管理平台和综合应用集成的平台。其具有以下特点：

(1) 实时数据库内核，可在线采集、监视并且存储每个工艺过程点的多年数据，为优化与控制系统担当生产信息数据中心的角色。

(2) 强大的计算引擎，提供了实时优化应用的计算引擎以及集成支持系统和环境，为各种高级应用功能提供一致的用户界面、公用的算法库、知识库、模型库以及维护工具。

(3) 组态式开发工具，提供有图形化组态开发工具，通过简单的拖放操作，用户可以完成各种动态显示界面和复杂算法逻辑的在线/离线设计和调试。

(4) 开放式应用接口，不仅提供了丰富的设备接口，用于获取大量的数据源信息，而且还为优化应用提供了各种实时和历史数据的存取接口，以及API包、ODBC、OLEDB、SQL、OPC等二次开发的接口支持。

机组运行优化与控制系统的网络连接与架构如图6.8-8所示，其中接口站用于与DCS系统进行数据通信，并将系统中的优化计算站与DCS系统进行隔离。

两台优化计算站分别安装有实时优化应用平台、在线性能监测、燃烧优化、闭环控制器等软件。其中一台计算站还

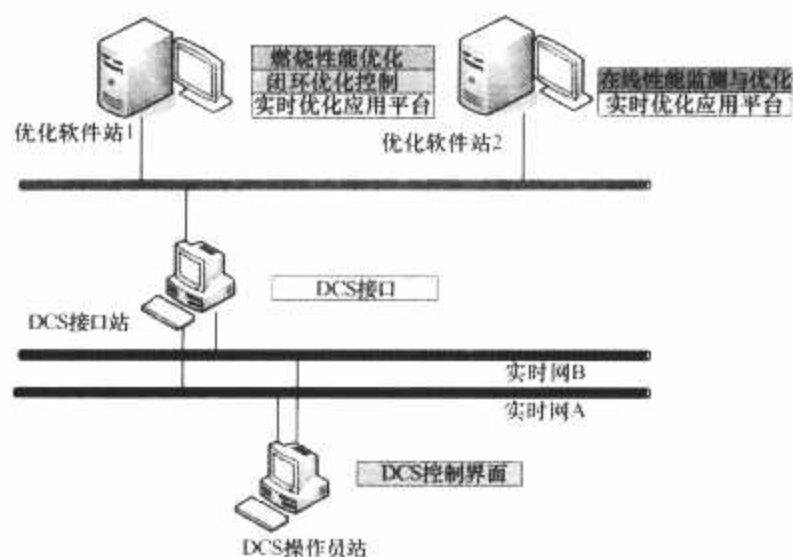


图 6.8-8 机组运行优化与控制系统的网络连接与架构图

运行有实时数据库软件，用于测点数据和分析结果的历史存储。

#### 4.3.2 实时机组性能监测与优化系统

机组性能监测和优化系统可以连续在线地计算整个机组和各个设备的热力学性能指标和信息，并可以分析和识别引起效能损失的根本原因，有利于准确地预测机组运行能力、实施正确的设备维护措施和降低供电煤耗。大体上其包括以下内容：

(1) 热力平衡功能模块。实施在线热力平衡计算，计算结束后，可以很容易地得出有效的系统整体性能指标。

(2) 设备性能功能模块。计算主要设备的性能期望值，设备性能期望值与当前值之间的差距则为设备性能下降程度。通过对性能的下降进行追踪分析，可以鉴别出对电厂输出功率、热效率和排放变化影响最大的设备劣化或故障。

(3) 优化分析功能模块。对前面两个环节的计算结果进行分析，预测不同的环境和运行条件下，例如切除一台给水泵或降低锅炉换热面效率，对机组运行性能的影响等。分析结果通常以运行指导意见的结论出现，优化闭环控制切除时由运行人员离线地执行，闭环控制投入时则直接转换为在线的控制指令。优化闭环控制系统如图6.8-9所示。

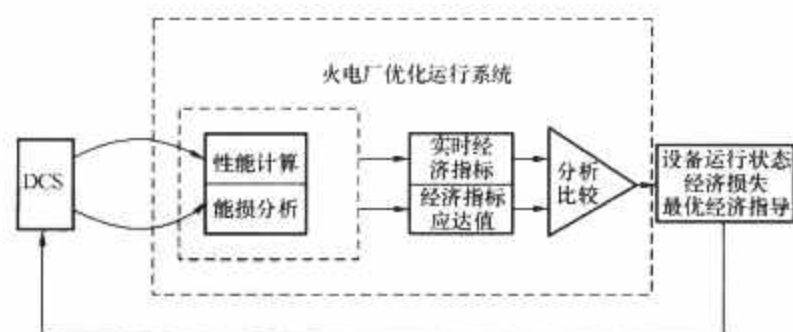


图 6.8-9 优化闭环控制系统图

实时机组性能监测和优化系统是以通用的性能计算和能损分析两个手段为基础的。性能计算的目的是通过对机组热经济性及运行参数进行计算和分析，确定机组主、辅设备及热力系统的热经济状况；能损分析的目的是运用热经济节能原理对当前的运行参数、运行方式进行计算，确定机组运行状态和部件性能对机组经济性的影响，从而定量地揭示出使机组经济性降低的各种因素。

性能计算和能损分析的具体内容是计算当前工况下机组运行指标的实时值和优化值（应达值），分析各参数偏离应达值造成的热经济损失并指出可控损失反映了设备的健康水平，供运行调整和设备检修参考，最终的目标是发展成为闭

环优化控制。其中,优化值的确定和能损分析方法的确定既是重点也是难点。

#### 4.3.2.1 优化值的确定

确定运行指标的优化值应考虑它的准确性、实时性和可行性,如果得到的优化值在运行中不符合设备的实际状态或在实际运行中不能达到,就不能对运行起到很好的指导作用。优化值主要由5种方法确定:

(1) 采用制造厂提供的设计值。如主蒸汽压力/温度、再热蒸汽温度等。

(2) 采用最佳运行试验的方法。在进行设备消缺后,进行若干工况的试验,确定优化值,如排烟温度、烟气含氧量、汽水损失等。

(3) 采用变工况热力计算结果。如汽轮机真空、给水温度等。

(4) 采用历史数据的统计值。对一段时间内机组运行指标数据进行分析、统计,得到某些指标的优化值。

(5) 自动寻优确定。各工况在不同的边界(如循环水温、大气压力等)以及不同的约束条件(负荷给定、主再热蒸汽参数等)下有不同的优化值目标,数值通过机组性能在线数学模型的预测来自动搜寻最佳运行状态得到。

机组定压运行时,对于蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度等一类参数的优化值,各电厂均采用方法(1)来确定;滑压运行时,一般采用变工况热力计算或热力试验的方法得到不同负荷(或主蒸汽流量)下蒸汽压力的优化值。此外其他如排烟温度、飞灰含碳率、汽水损失、汽轮机真空、给水温度、主减温水流量、厂用电率、锅炉燃烧风粉配比的确定,则各采用不同的方法。方法(2)在系统运行初期效果较好,但是随着运行时间的推移机组状态发生改变,优化值也有所变化,在大量的试验不能经常进行的情况下优化值和机组运行状态逐步不相符合。方法(3)从理论上是正确的,但是计算结果受到变工况热力计算模型精度的影响,而且计算得到的基准值是理论值,在运行中较难达到,这样就影响了对运行的指导作用。方法(4)中的统计是一个复杂费时的过程,统计一次要经过典型数据选择、数据验证,再考虑边界条件的影响方可给出优化值,过程繁琐,采用这种方法的系统一般也不对优化值进行经常性的更新,使得机组优化值和机组状态不相符合。方法(5)同时考虑到边界条件的变化、优化值的可信度和对运行的指导性,是逐步被认可和采用的方法;不过由于边界约束条件众多,被优化控制对象的操作参数也相互影响,因此对在线建模的精确性和在线寻优的实时性提出了严峻的挑战。

#### 4.3.2.2 能损分析方法

能损分析是用来计算运行参数偏离优化值而引起的能量损失,目前主要采用的方法是热偏差法和等效焓降法等,具体实施时应根据不同参数的特点选用。

(1) 热偏差法。对于机组效率影响较大的一类参数,如主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度等一般采用热偏差法。

(2) 等效焓降法。等效焓降法主要用来对系统局部进行定量分析,如对加热器端差、再热器压损、加热器非正常运行等引起的煤耗,它只计算和系统变化有关的部分,计算简洁,速度快。由于热偏差法和等效焓降法成熟有效,所以大多数优化系统都采用这些方法。

基于性能计算和能损分析的结果,找出可控损失项的指导意见,提高机组的运行水平。目前这类系统主要应用在锅炉吹灰、凝汽器真空和可控参数的优化指导上,是局部系统

的应用。

#### 4.3.3 实时过程优化控制系统(以锅炉燃烧为例)

燃煤锅炉燃烧性能优化软件。燃烧优化软件通过在线的建模和优化,为燃煤锅炉提供优化的控制设置点,用于提高燃烧效率、燃烧安全性,并降低煤耗和减少 $\text{NO}_x$ 排放。其包括以下功能:

(1) 建模。应用神经网络技术对复杂的燃烧过程进行建模,并能用实时数据对神经网络进行在线训练,确保所建模型可以实时、正确地反映系统动态特征的变化,例如,运行方式和煤种的变化对燃烧性能的影响等。

(2) 优化。应用基因算法寻找优化的运行参数(设置点),实现多目标的优化操作指导,例如提高燃烧效率的同时降低 $\text{NO}_x$ 排放。先进的人工智能优化算法不仅可以快速地找到全局最优解,而且还可以在优化时考虑复杂的约束条件,例如设备状态、负荷区间、变化速率等限制。

燃烧优化综合寻优的参数设置点,将首先传递到闭环控制器软件,对设置点进行各种逻辑检查和保护处理,并将处理后的设置点传递到DCS系统,实现对燃烧过程的动态优化控制。其具有以下功能:

- 1) 自动工作在由优化软件计算出的最优运行点。
- 2) 自动和连续调整实时过程变化的稳态优化运行点。
- 3) 保持现有分散控制系统的互锁和安全性。
- 4) 监测并保持电厂运行于测量的环境和运行限制之内,如 $\text{NO}_x$ 排放量。
- 5) 显著减少过程变化,保持稳定性和安全性。
- 6) 缩小稳态优化与动态电厂运行之间的差距。

#### 4.3.4 控制安全性保障

优化是柄双刃剑,只有确保对机组DCS控制没有安全影响的优化方案才能产生实际的经济效益。机组运行优化与控制系统通过以下措施确保向DCS提供安全的闭环控制信息:

(1) 通过实时优化应用平台作为中间层,将优化与控制进行功能上的隔离。通过接口站将优化站与机组控制系统DCS进行硬件上的隔离。

(2) 与DCS间的数据连接采用高度可靠的接口方式。

1) 支持双重冗余。即支持两个网关通信站冗余,每个网关通信站支持两个通道冗余。因此,冗余的接口通信可在各种故障状态下,通过容错处理,维持通信正常,确保DCS与优化控制系统间数据传输具有极高的可靠性。

2) 支持接口缓冲。即当网络故障时,接口程序可以将接收到的一定时间段内的数据缓存在本地,故障排除后,可自动将数据转发到历史数据库。从而,确保优化分析和建模数据的连续性和完整性。

3) 支持接收数据端口和发送数据端口的独立设置。因此,接口程序可以在软通信链路上将优化网络和DCS网络隔离成两个完全独立的网段。

(3) 强大的数据处理与调和确保优化分析数据及结果的可靠性和准确性。模型的准确性和自学习能力,确保计算结果的正确性和有效性。

(4) 冗余的数据有效性检查。

1) 通过数据规则对数据的有效性进行检查。

2) 在遗传算法寻优的过程中添加约束条件检查。

3) 在闭环控制器中考虑各种运行条件的约束、参数的上下限、速率限、逻辑闭锁等因素。

(5) 方案提供可配置的报警提示和自动保护动作。

1) 绿色——问题不严重。例如一个或多个模型正在进行数据校验,一个或多个数据被检验为无效,并做了替换处



理等。只是给用户提示信息，系统继续运行并提供优化的设置点输出。

2) 橙色——出现较严重的问题。例如一个或多个模型输出的数据不能满足预定的精度要求，一个或多个原始数据停止了采集，即无法接收到数据等。提示用户如果需要可以手工停止优化计算。

3) 红色——问题很严重。例如无法按预定的精度要求在线更新数学模型，无法按照预定的时间要求在线得出寻优结果等。系统自动停止优化计算和设置点输出，DCS将采用原有的控制曲线和逻辑运行。

(6) 闭环控制器采用与DCS相同的计算引擎，可以沿用已有的成熟的算法逻辑。闭环控制器仅对设定值进行优化，实际设备的操作指令仍由DCS系统的逻辑运算生成，从而具有与原DCS系统相同的控制安全可靠。

(7) 闭环控制器采用严密的保护逻辑，极端情况下，例如优化设置点不正确、优化软件不能正常工作或优化站停止运行时，闭环控制器将切换到常规的控制逻辑。

(8) 必要时，可以在实时优化应用平台与DCS间利用防火墙软件进行数据过滤和隔离。必要时，可以利用虚拟DCS的仿真技术对闭环控制算法进行严格的离线测试，测试通过的控制逻辑可以直接移植到DCS系统。

#### 4.3.5 评价体系的建立与经济效益估测

评价体系用于证实客户在优化工程的实施中由于燃料节省和排放的降低而获得了收益，推荐的评测方案如下：

(1) 离线模型验证。对机组运行优化与控制系统进行出厂前的测试和验收，利用从机组的历史数据对所建立的数学模型进行检验，测试模型的精度、输入输出参数的有效性和相关性，建立用于在线应用的测点校验规则。

(2) 在线开环测试。在此阶段，将对已安装的软硬件系统进行联机测试，包括接口测试（通信接口、用户界面）、功能测试（设定值的有效性、方向正确性、工况一致性以及与DCS原设定值的偏差等）。

(3) 人工闭环测试。在此阶段，通过一定时间的对比操作，客户将对机组运行优化与控制系统的优化效果进行初步评估。对比操作的方式如下：

1) 首先，运行人员按照原有的方式操作，即采用DCS原有的设定值操作，运行一段时间。

2) 然后，运行人员按照优化软件推荐的设定值操作，运行一段时间。通过对比分析相关的评测参数（如锅炉效率和 $\text{NO}_x$ 排放监测数值），可以对前后燃烧性能的变化，以及变化的幅度进行评估，对比测试的时间长短。

(4) 自动闭环测试。通过一定时间的对比操作，将对推荐方案的优化效益进行正式的测定。对比操作的工况条件与人工闭环测试基本相同，但为了反映实际运行工况下的收益，建议试验中的不同工况下试验时间的分配比例与机组全年的分配比例类似。例如，假设在机组的全年运行中，基本负荷所占的时间比例为50%，则在试验期间，分配也具有相同的比例。试验时：

1) 首先按原有的DCS操作方式，在预定的时间范围内，按实际的工况时间比例，运行不同的工况，并测量相关的评测参数（锅炉效率和 $\text{NO}_x$ 排放监测数值）。

2) 然后，在相同的试验时间范围内，按相同的工况时间比例，运行相同的试验工况。在此期间内，投入优化软件推荐设定值的闭环操作，按预先设定的逻辑条件和时间间隔自动完成推荐设定值的切换。

操作人员可以对该过程进行监控，除非在紧急情况时，

不干预或修改优化软件推荐的设定值。通过对比分析相关的评测参数，可以对闭环前后燃烧性能的变化，以及变化的幅度进行定量的评测。

#### 4.3.6 应用案例

##### 4.3.6.1 在原型机组上的应用

燃烧性能优化系统的试验已经在某300MW燃煤机组原型上得以成功应用，在具有一定限制条件的基础上（如负荷、蒸汽温度等），研究者采用了挑选的历史数据开发了计算热耗和氮氧化物含量的神经网络模型，同时设计了一个多目标的遗传优化系统，用于最大限度地减小热耗和氮氧化物的排放。

针对影响热耗和氮氧化物含量的设定点和输入参数，以1min的采样周期从该机组近一年的历史数据中提取了训练数据，为了增强训练数据的有效性，对神经网络模型的每一个输入都作了详细的数据校正和替换规则处理。其中，一半的数据用来训练模型，另一半用来测试模型的精度。测试结果如下：

(1) 氮氧化物含量的精确度为97%。

(2) 热耗的精确度为99%。

依据对机组关键参数的认知，试验中选用 $\text{NO}_x$ 排放量和热耗两个参数作为优化的对象，并基于遗传算法进行了多目标优化计算。在一个月中选定的时间段内，机组根据优化结果参与实时控制和运行，即“计算后再运行”。为了测定优化的效果，把参数的优化结果与实际参数进行了比较，见表6.8-2。

通过采用专有的平衡技术，可以自动地调整两个目标参数（热耗和 $\text{NO}_x$ ）之间的相对权重，以便通过多个计算结果来比较潜在的优化效果。

表 6.8-2 优化结果与实际参数的比较

热耗权重 (%)	$\text{NO}_x$ 权重 (%)	热耗减少 (%)	$\text{NO}_x$ 减少 (%)
0	100	0	22.5
50	50	1.2	18
100	0	2.5	0

##### 4.3.6.2 在示范机组上的应用

燃烧性能优化系统的示范机组是一台240MW单元机组，CE型切圆燃烧、低 $\text{NO}_x$ 燃烧器的锅炉，并且采用了单独的过燃风，在末端还采用了先进的环保设备（脱硫和脱硝系统）。

整个优化系统已经安装完成，并且在2006年初交付电厂运行人员操控运行。示范电厂优化的目的是在减少 $\text{NO}_x$ 排放的同时，进一步地提高锅炉效率，而且也必须将CO含量、蒸汽温度和供电负荷严格地限制在一定的范围内。

优化结果表明，在 $\text{NO}_x$ 排放减小15%的同时锅炉效率增加了0.5%。此外，如果分别单纯地去优化其中一个参数的话， $\text{NO}_x$ 含量可以减小20%，锅炉效率可以提高1%。实际运行数据的一个范例如图6.8-10所示。

图6.8-10中显示了供电负荷、锅炉效率目标值（或优化值）、锅炉效率实际值（依据ASME PTC的标准来计算），同时，显示了在90min内，两种锅炉效率随时间变化的曲线。

图6.8-10的左边部分显示了燃烧优化系统投入运行时的数据及其随时间变化的曲线，此时运行人员按照推荐优化的设定值进行操作；图6.8-10的中间部分，运行人员采用的是传统的典型设定值（并且让锅炉达到平衡）的方式进行操作；图6.8-10的右边部分，运行人员又重新按照优化设定值进行操作。

测试结果表明，采用传统设定值的操作方式与采用燃烧



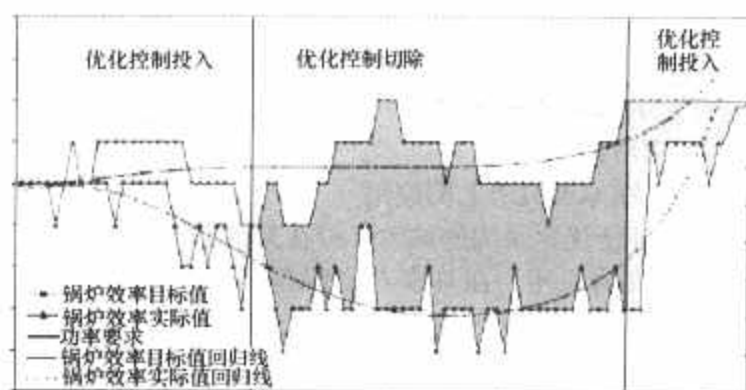


图 6.8-10 示范机组（一台 240MW 单元机组）实际运行数据

优化系统推荐的优化设定值的操作方式相比，锅炉效率要低 0.4%。一旦燃煤锅炉优化系统被重新投入运行，锅炉效率又会重新上升到目标值，即锅炉效率提高了 0.4%。在测试期间，CO 含量、供电负荷和蒸汽温度都满足一定的约束条件，并且 NO<sub>x</sub> 的含量保持不变。这个结果也充分说明了燃烧优化系统能够优化锅炉的操作运行，提高锅炉的效率。

#### 4.4 基于厂级的生产与优化信息管理系统（SIS）设计

##### 4.4.1 电厂厂级实时监控信息系统（SIS）的作用

电厂的厂级实时监控信息系统（SIS）属于厂级生产过程信息化范畴，是实现电厂管理信息系统 MIS 与各种分散控制系统 DCS 之间进行数据交换的桥梁。厂级实时监控信息系统以分散控制系统为基础，以经济运行和提高发电企业整体效益为目的，采用先进、适用、有效的专业计算方法，实现整个电厂范围内生产信息共享、过程的实时信息监控和调度，同时保障机组运行的可靠性。它为电厂管理层的决策提供真实、可靠的实时运行数据，提供科学、准确的经济性指标。因此，它是电厂生产的成本信息和报价信息的基础。从管理角度来看，它为控制企业成本、为提高生产力提供重要而真实的运行数据。同时，通过数据的分析和比较，能提出科学的、合理的决策方案，使企业管理层的经营决策更具科学性。厂级实时监控信息系统实现了全厂范围内的管控一体化，为实现全厂整体效益的提高、信息技术的提升和稳定、经济运行的根本目的打下坚实基础。

##### 4.4.2 厂级实时监控信息系统的功能

###### 4.4.2.1 厂级信息监视

运行实时监控系统：生产实时监控是对全厂生产状况的总览，使用户能够通过终端对各机组运行状态进行实时监控。生产实时监控以设备的运行参数（一次参数）为主，通过模拟图、趋势曲线和参数分类表等方式实时显示各个系统、各个设备的运行状况。

管理网用户可直接通过 IE 浏览器界面访问与控制系统相同的所有实时监控画面，但无法通过任何方法对控制系统进行任何操作。

数据库系统可以将控制系统画面转换为 SIS 客户端可以显示的画面，做到 SIS 画面与 DCS 画面基本一致。

客户端支持自动同步功能，当服务器上的画面发生更新，客户端能够自动下载最新的过程画面、趋势曲线、测点信息等内容，大大节省了客户端的维护时间。

生产实时监控部分的内容如下：

（1）过程画面监视。包含锅炉画面、汽轮机画面、发电机画面、电气系统画面、辅助系统画面、经济指标画面、机组总貌画面、全厂总貌画面等。画面的操作菜单与控制系统的操作菜单保持一致。

（2）趋势曲线监视。包含实时趋势、历史趋势和自定义趋势组三大类，每个趋势画面最多可以显示 8 条趋势曲线，支持曲线的缩放、时间范围调整、标尺调整等功能；同时支持用户自定义曲线功能。可根据用户需要配置趋势图的最大时间跨度，默认为 7 天。趋势曲线的操作菜单与控制系统的操作菜单保持一致。

（3）测点信息流量。能够按照控制系统数据点的方式来存储测点信息，能够详细表征测点的状态，帮助用户及时判断测点的异常。

###### 4.4.2.2 运行性能指导

机组性能分析系统：提供了在线厂级经济性能指标计算和主要设备的运行性能计算和能损分析，包括主、辅机设备的循环效率和各种经济性指标、总可控能损、总不可控能损以及各分项能损等。

其中指标计算包括：

（1）机组性能，如机组热耗率（发电）、机组热耗率（供电）、机组汽耗率（发电）、循环热效率、厂用电率、补水率、发电标准煤耗率、供电标准煤耗率。

（2）锅炉性能，如锅炉燃烧效率、排烟热损失和其他各项燃烧损失。

（3）空预器性能，如空预器漏风率、烟气侧效率、空气侧效率。

（4）送风机性能，如效率。

（5）汽轮机性能，如汽缸进汽流量、汽缸排汽流量、各段抽汽流量、高压缸效率、中压缸效率、低压缸效率、汽轮机效率、低压缸排汽焓。

（6）加热器性能，如各加热器进汽流量、端差（上、下）、给水焓升。

（7）除氧器性能，如进汽流量、出水温度。

（8）凝汽器性能，如过冷度、传热端差、循环水温升、凝汽器热负荷（1kg 工质）、真空度。

（9）磨煤机单耗。

其中能损计算包括：

（1）主要可控参数，主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、高压缸效率、凝汽器压力、最终给水温度偏差引起的循环热效率变化、机组热耗变化、煤耗率变化。

（2）各加热器加热不足引起的循环热效率变化、机组热耗变化、煤耗率变化。

（3）机组运行损失（循环热效率）、机组运行热耗损失、机组运行损失（有功煤耗率）。

其中统计计算包括：

（1）炉侧主蒸汽压力、炉侧主蒸汽温度、炉侧再热蒸汽温度、主给水流量、机组实发功率、锅炉燃烧效率、汽轮发电机组热耗率（发电）、汽轮发电机组热耗率（供电）、电厂发电热效率、电厂供电热效率、电厂发电标准煤耗率、电厂供电标准煤耗率、电厂发电热耗率、电厂供电热耗率，所有以上参数的稳定工况时间平均值。

（2）当天主蒸汽流量累计、当天给煤量累计、当天补水流量累计、除盐水泵出口母管流量累计。

###### 4.4.2.3 数据统计报表

数据统计报表系统：根据生产实时运行数据、历史数据和运行管理的要求，提供机、炉、电的运行报表及指标考核、超限统计等多样化的报表，生成各种生产运行管理报表。

其中统计指标模块的功能的主要内容有：

（1）重要参数的平均值和累计值。主要为生产报表服务。典型的数据点包括机组负荷、蒸汽流量、蒸汽压力、给

水流量、总煤气量等。

(2) 重要参数的条件统计值。即根据一定的限制条件对某些重要参数进行统计汇总,主要为考核服务。典型的数据包括蒸汽温度、蒸汽压力、排气温度、排气压力、厂用电量等。

(3) 数字量的累计值。根据给定的条件累计主、辅机开关量,从而计算出连续运行时间、累计运行时间、起停次数等指标,为机组设备的可靠性分析服务。

其中报表分析模块的功能利用标准的 EXCEL 软件的制表功能,用户可以很方便的进行数据组合和计算生成报表。主要的统计报表有:

(1) 机组日报月报表。将机组的重要参数按照时段进行统计,然后参照电厂报表的格式和要求,生成机组的各种日报和月报表。

(2) 机组经济指标统计报表。将机组的经济性指标进行归类统计,参照电厂运行经济报表的格式和要求,生成机组经济性指标统计报表,包括时、值、日、月统计报表。

(3) 厂级性能指标统计报表。统计厂级性能计算结果,参照电厂厂级性能指标统计报表的格式和要求,生成厂级性能指标统计报表,包括时、值、日、月统计报表。

(4) 运行小指标统计报表。将机组的运行经济小指标归类统计,参照电厂小指标统计报表的格式和要求,生成机组运行小指标统计报表。

(5) 机组能损分布统计报表。将单元机组的能损分布结果形成统计报表,供机组之间的能损分布对比,挖掘机组的节能潜力,包括时、值、日、月统计报表。

(6) 超限报警统计报表:针对机组主要运行参数设置超限报警统计报表,包括时、值、日、月统计报表。

#### 4.4.3 系统架构

SIS 系统网络架构如图 6.8-11 所示。

##### 4.4.3.1 网关机

SIS 系统为每台机组配备了专用的网关机,通过网关机

将各实时系统的数据发送至 SIS 平台, MIS 网关机再将采集到的所有实时系统数据以 UDP 广播包的方式发送给 WEB 服务器,供管理网的用户以 IE 浏览器的方式访问。网关机的选型上多为工业控制计算机或者商用计算机。

##### 4.4.3.2 网络

SIS 系统的网络架构主要分为两种,早期的大多为双层网络架构。随着 IT 技术的快速发展,三层交换机的可扩展性不断增强,目前也有仅配置冗余核心交换机的单层网络架构,此时核心交换机的千兆端口数量要根据所接入的实时系统数量及今后扩展的需要进行配置。

##### 4.4.3.3 数据库服务器

数据库服务器大多采用冗余方式配置,主要有三种方式:

(1) 双机热备方式。由于服务器的硬盘插槽有限,磁盘扩展性较差。

(2) 双机磁盘阵列方式。需要安装专门的群集管理软件来处理切换,费用较高。

(3) 容错式服务器方式。操作系统及数据库软件安装仅需一套,节约了软件成本,但其硬件成本相对较高。

##### 4.4.3.4 值长站与优化功能站

值长站与优化功能站从功能上看主要是完成监视与优化计算的任务,因此在硬件配置上可采用配置较好的工业控制计算机或商用计算机。

##### 4.4.3.5 安全隔离装置

SIS 系统在 MIS 网关及 WEB 服务器之间配置了安全隔离装置,其内部为两套采用非 INTEL 指令系统的(及兼容)微处理器,可实现两个安全区之间的非网络方式的、安全的数据交换,并且保证安全隔离装置内外两个处理系统不同时连通,即通常所说的上行的 UDP 数据包通行,下行的 TCP 包阻断。通过这种方式来防止管理网上的恶意指令对实时控制系统的影响。

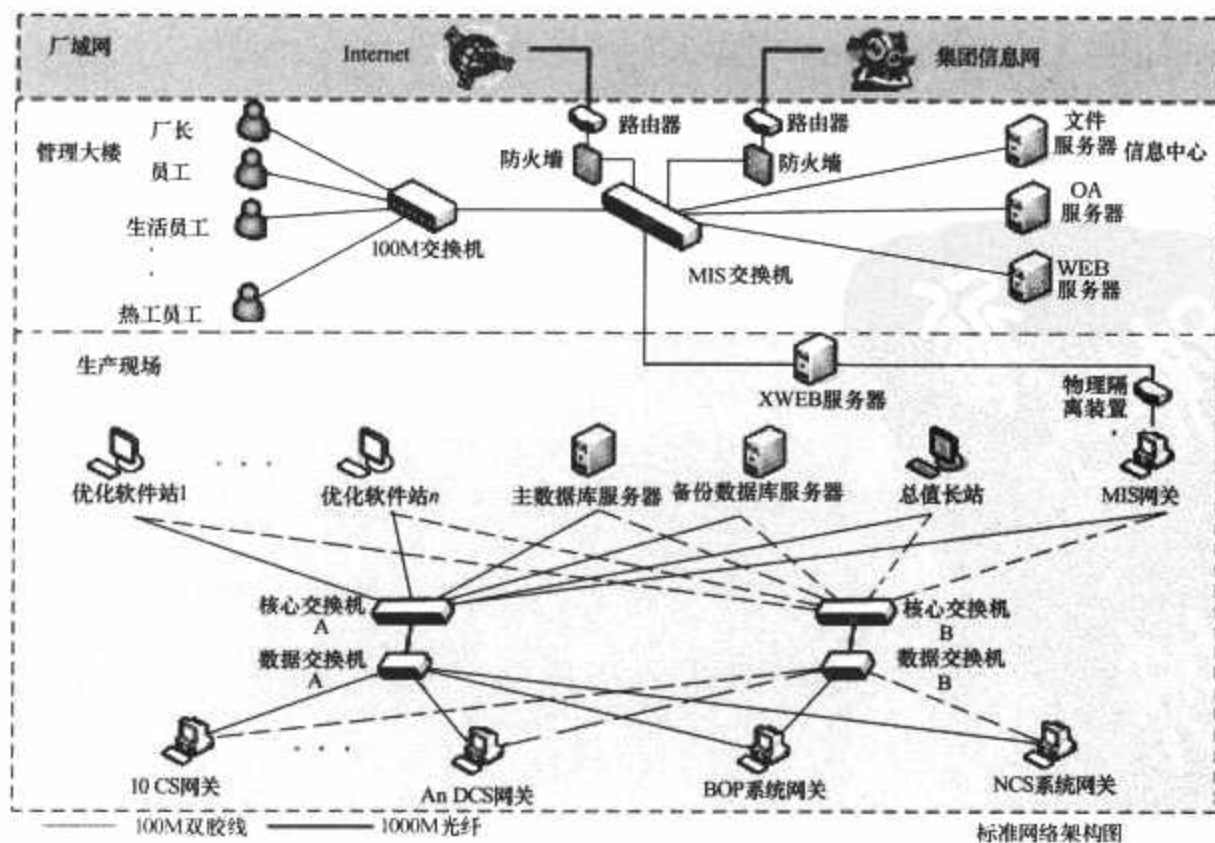


图 6.8-11 SIS 系统网络架构

### 参 考 文 献

- [1] 中国动力工程学会. 火力发电设备技术手册: 第三卷, 自动控制. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] 李少远, 王景成. 智能控制. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [3] 易继锴, 侯媛彬. 智能控制技术. 北京: 北京工业大学出版社, 1999.
- [4] 杨汝清. 智能控制工程. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.
- [5] 罗均, 等. 智能控制工程及其应用实例. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [6] 蔡自兴. 智能控制——基础与应用. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [7] 孙增圻. 智能控制理论与技术. 北京: 清华大学出版社, 1997.
- [8] 王耀南. 智能控制系统——模糊逻辑·专家系统·神经网络控制. 湖南: 湖南大学出版社, 1996.
- [9] 田华. 关于智能控制系统的新探讨. 控制理论及其应用年会论文集. 北京: 海洋出版社, 1993: 486-489.
- [10] 李士勇, 等. 模糊控制和智能控制理论与应用. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
- [11] 张乃尧. 基于神经网络的模糊自适应控制研究综述. 首都高校第三届自动控制学术报告会议论文集. 1994: 173-176.
- [12] 陶永华, 尹怡欣, 葛芦生. 新型PID控制及其应用. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [13] 舒迪前. 预测控制系统及其应用. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [14] 史忠科. 神经网络控制理论. 西安: 西北工业大学出版社, 2000.
- [15] 袁曾任. 人工神经元网络及其应用. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [16] 闻新, 周露, 王丹力, 等. MATLAB神经网络应用设计. 北京: 科学出版社, 2001.
- [17] 李旭, 高升, 熊宗辉. 一类多变量系统特殊矩形波响应在线辨识. 动力工程, 2004 (1).
- [18] 李旭. 过热器动态特性和控制. 动力工程, 2007 (2).
- [19] 郑昶, 曹在基. DEB协调控制系统. 动力工程, 1989 (8).
- [20] 郑昶. 协调控制系统的机组实时能力识别限幅. 动力工程, 1991 (5).
- [21] 李旭. 再热器动态特性和控制. 动力工程, 2009 (2).



## 第 7 篇 电站系统与辅机设备

主编单位：上海发电设备成套设计研究院

上海电气电站设备有限公司电站辅机厂

西安热工研究院有限公司

主 编：宋汉武 陈德昌 于新颖

编写人员：宋汉武（上海发电设备成套设计研究院）

张华民（上海发电设备成套设计研究院）

余鸿达（上海发电设备成套设计研究院）

杜兆丰（上海发电设备成套设计研究院）

陶邦彦（上海发电设备成套设计研究院）

张 敢（上海锅炉厂有限公司）

陈素梅（上海电气电站设备有限公司电站辅机厂）

毛申允（上海电气电站设备有限公司电站辅机厂）

李 焱（上海电气电站设备有限公司电站辅机厂）

龚鉴棠（上海电气电站设备有限公司电站辅机厂）

顾溥锦（上海电气电站设备有限公司电站辅机厂）

高新民（上海克莱德贝尔格曼机械有限公司）

和慧勇（西安热工研究院有限公司）

张 心（西安热工研究院有限公司）

刘家钰（西安热工研究院有限公司）

胡洪华（西安热工研究院有限公司）

孔祥云（克莱德贝尔格曼华通物料输送有限公司）



# 第1章 火力发电厂概述

## 1 火力发电厂定义

利用煤、石油、天然气和其他有机可燃质作为锅炉燃料的发电厂统称为火力发电厂。火力发电厂的任务就是将燃料中蕴藏的化学能转换成电能，服务于人类。

火力发电厂的能量转换主要有三步：即燃料中的化学能转换成热能（在锅炉中实现）、热能转换成机械能（在汽轮机中实现）和机械能转换成电能（在发电机中实现）。

燃料通过在炉膛中的燃烧，将其化学能转换成热能，并将其大部分热能传递给锅炉内的水和蒸汽，提高出口蒸汽的能位（即较高压力和温度的蒸汽）；具有较高压力和温度的蒸汽在汽轮机内膨胀做功，将蒸汽中的部分热能转换成汽轮机转子的机械能；高速旋转的汽轮机转子通过联轴器带动发电机转子，使静子上的线圈不断切割磁力线而产生电流，从

而实现机械能转换成电能。

燃料的化学能转换成热能的过程中，燃料在炉内所释放的热量以辐射、对流和传导三种方式传递给锅水和蒸汽。现代电站锅炉的热量转换效率，即锅炉热效率可达90%~93%。

汽轮机中蒸汽热能转换成机械能经历了两个过程：首先是蒸汽的热力势能转换成动能；然后高速蒸汽的动能再转换成机械能。现代大型汽轮机的能量转换效率，即汽轮机效率可达86%~90%。

机械能转换成电能的转换效率，即发电机效率是较高的，现代大型发电机的效率均在98%以上。

## 2 火力发电厂的生产流程和主要设备

火力发电厂的生产流程和主要设备如图7.1-1所示。

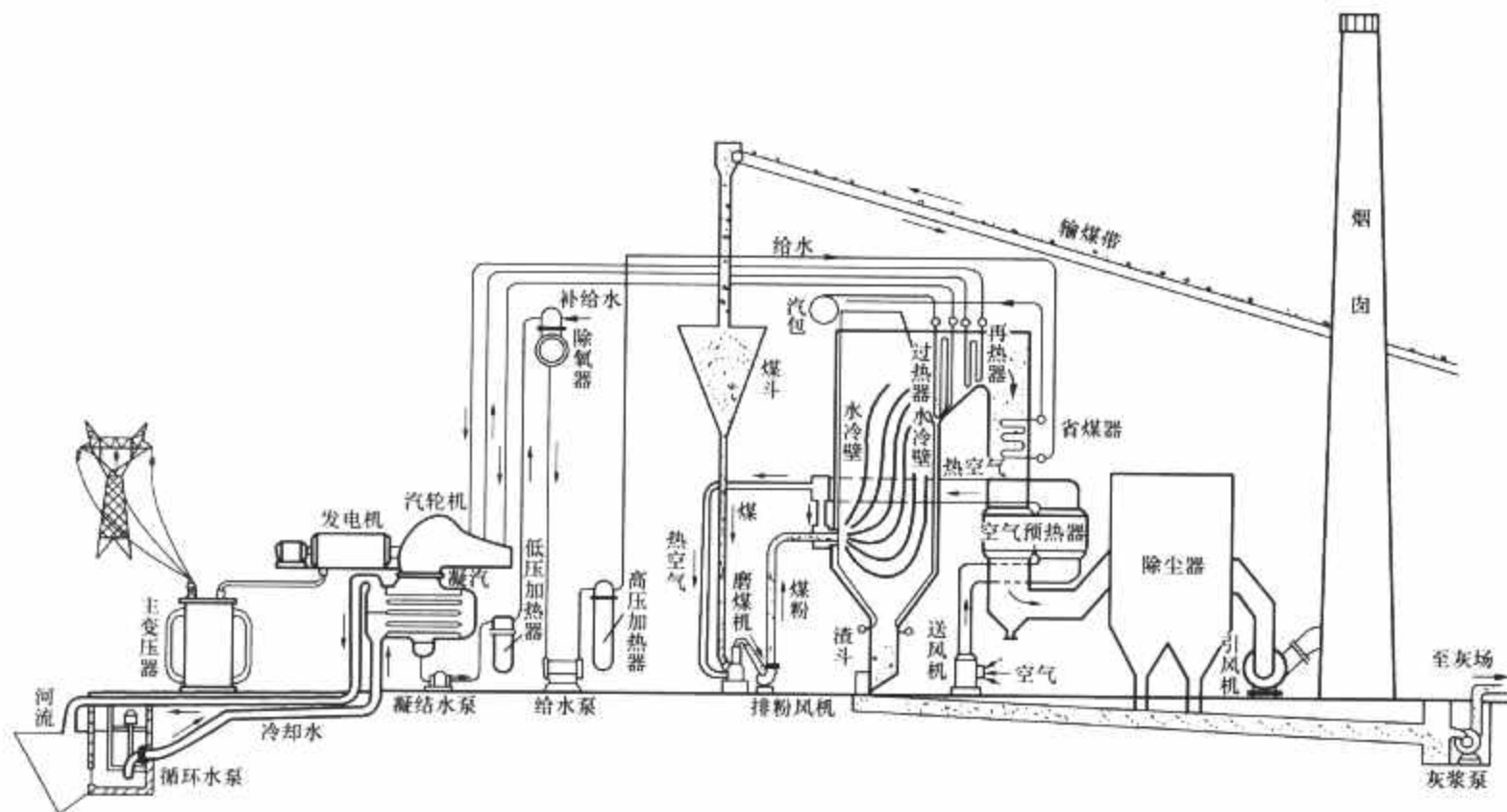


图 7.1-1 火力发电厂生产流程和主要设备示意图

## 3 火力发电厂的主要生产系统

火力发电厂中生产系统繁多，但主要是四大系统，其他系统都可归纳为这四大系统的支系统。这四大系统介绍如下。

### 3.1 汽水系统

汽水系统的任务是将燃烧所产生的热能传递水和蒸汽，然后再将蒸汽的热能转换成机械能。汽水系统包括汽水循环回路、补给水系统和冷却水系统等，如图7.1-2所示。

汽水系统中，给水在锅炉中受热蒸发成饱和蒸汽，再流经过热器成为高温高压的过热蒸汽，然后在汽轮机中膨胀做

功。做功后的汽轮机排汽在凝汽器中冷凝成水，再经过凝结水泵、低压加热器、除氧器、给水泵、高压加热器，使给水升温、升压和除氧后再进入锅炉，组成了汽水的闭合循环。在这闭合循环中不可避免地会有汽水损失，因而需有补给水系统补充。汽轮机排汽在凝汽器中冷凝成水时放出的热量由冷却水系统带走。

汽水系统是火力发电厂的关键环节，提高汽水系统的循环效率、减少系统中的汽水损失，对提高火力发电厂的效率有很大关系。提高蒸汽参数，实行蒸汽再热，利用汽轮机多级抽汽回热凝结水，均可提高系统的循环效率。

火力发电厂中除了上述主要汽水系统外，还有一些辅助汽水系统，包括水处理系统、辅助蒸汽系统、汽轮机旁路系



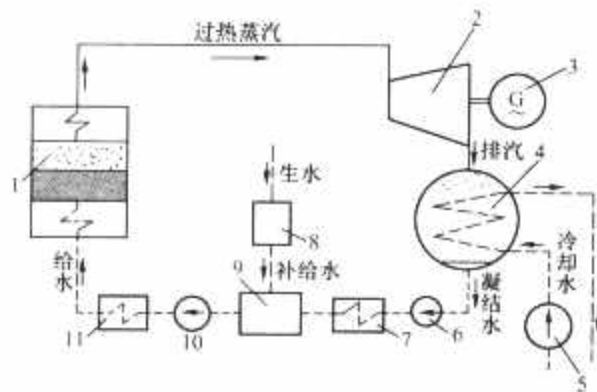


图 7.1-2 火力发电厂汽水系统示意图

1—锅炉；2—汽轮机；3—发电机；4—凝汽器；5—循环水泵；6—凝结水泵；7—低压加热器；8—水处理设备；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器

统、各级抽汽系统和热电厂的供热系统等。

### 3.2 燃烧系统

燃烧系统的任务是将燃料中蕴藏的化学能通过燃烧释放出来，转换成可被汽水吸收的热能。因此，燃烧系统的好坏将直接影响到锅炉的热效率。燃烧系统包括锅炉的燃烧设备及燃料输送、空气、烟气、除灰渣系统。其中，燃煤电厂的燃烧系统如图 7.1-3 所示。

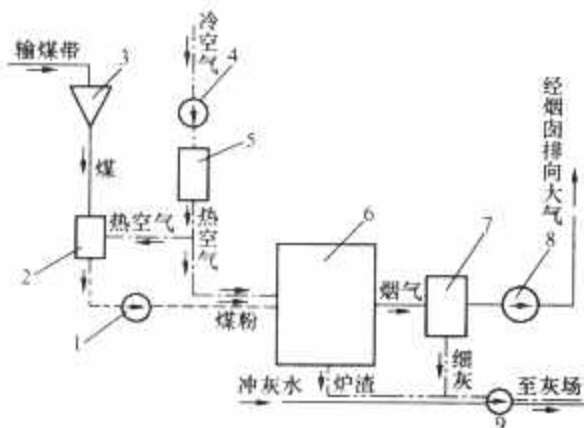


图 7.1-3 火力发电厂（燃煤电厂）

燃烧系统示意图

1—排粉风机；2—磨煤机；3—煤斗；4—送风机；5—空气预热器；6—锅炉；7—除尘、脱硫、脱硝设备；8—引风机；9—灰渣泵

燃料输送系统就是把燃料进行适当加工，使其达到锅炉完善燃烧的要求，然后送入炉膛内燃烧。由于燃料种类不同，燃料系统也各异。燃煤电厂该系统包括输煤带、计量装置、煤斗、制粉设备、给粉设备等，燃油电厂包括油罐、油泵、加热设备、过滤器等，燃气电厂包括调压站、过滤器等。

燃烧所需的空气由送风系统提供，该系统包括送风机、暖风器、空气预热器和风道、风门等。

燃烧产生的烟气在向锅炉各受热面放出热量后，经除尘、脱硫、脱硝达到允许的排放标准，再由引风机送至烟囱，排向大气。

燃烧产生的灰渣有除灰渣系统排出，该系统包括除灰渣装置、冷渣器、碎渣机、水力或气力除灰渣系统等。

为了提高锅炉的燃烧效率，现代大型火力发电厂中，燃煤锅炉均配置一套煤粉制备系统，实行煤粉悬浮燃烧；燃油锅炉上配置油加热、过滤装置，保证油路系统畅通，然后燃油经燃烧器雾化而燃烧。

### 3.3 电气系统

电气系统的任务是汽轮机带动发电机发电，并将所产生的电能经升压后送至电网。电气系统包括电厂向外供电系统和厂用电系统，如图 7.1-4 所示。

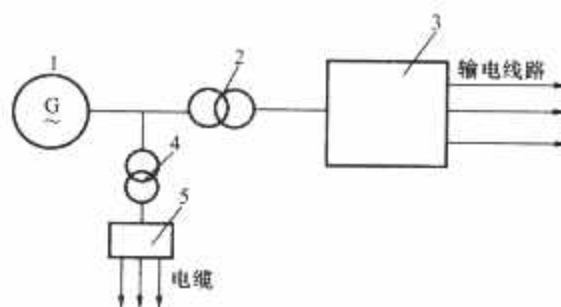


图 7.1-4 火力发电厂电气系统示意图

1—发电机；2—主变压器；3—高压配电装置；4—厂用变压器；5—厂用配电装置

发电机所输出的电流，其电压常为 6.3、10.5、13.8、15.55 和 18.0kV，为了远距离送电，一般由主变压器将电压升高到 110、220、330、400、500 和 750kV 等，然后再经过高压配电装置和输电线路向外供电。电厂自用部分则由厂用变压器降低电压后，经配电装置提供厂内使用。

### 3.4 控制系统

控制系统的任务是实现生产过程自动化和机—炉—电集中控制，最终实现计算机控制。控制系统包括数据采集系统、闭环控制系统、程序控制系统和保护联锁系统。

热工过程自动控制系统有断续控制系统和连续控制系统。断续控制系统又有逻辑控制系统和顺序控制系统，主要用于机组的自动启、停和自动保护系统，以及用于周期性工作的设备中。连续控制系统用来控制连续变化的热工过程变量，常用反馈控制的方式来实现。

# 第2章 火力发电厂的热力系统

## 1 热力系统的选定

### 1.1 热力系统及其选择原则

将火力发电厂热力过程的主要主、辅机设备及其管道附件连接成一个整体系统，称为火力发电厂的热力系统。热力系统的选择内容包括：整个火力发电厂热力循环形式的确定、主要参数的选定、主要设备的选型和机组运行方式的确定等。这些因素的合理决定对火力发电厂的技术先进性、机组运行的安全可靠性以及机组造价和运行费用等均有决定性的影响。

#### 1.1.1 热力循环形式的确定

以水为工质的现代火力发电厂中，燃料的化学能转换成机械能是在朗肯循环的基础上进行的。简单的火力发电厂热力系统图和朗肯循环示意图见图 7.2-1。

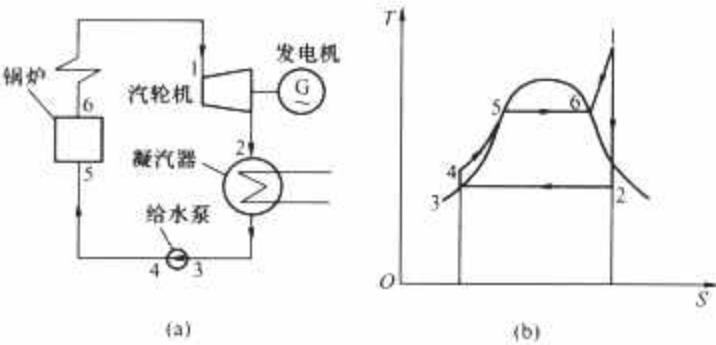


图 7.2-1 火力发电厂热力系统图  
和朗肯循环示意图  
(a) 热力系统简图；(b) 朗肯循环示意图

朗肯循环的工作过程是：工质在锅炉中定压加热、汽化和过热（4→5→6→1）；蒸汽在汽轮机中等熵膨胀做功（1→2）；汽轮机排汽在凝汽器中定压凝结放热（2→3）；凝结水经给水泵等熵压缩（3→4）后再进入锅炉。为了提高火力发电厂朗肯循环的热效率，可以采用给水回热加热、蒸汽中间再热、热电联合循环和双工质复合循环等系统。

#### 1.1.2 主要参数的选定

火力发电机组的主要参数有主蒸汽参数、再热蒸汽参数和汽轮机排汽参数，它们的合理选择对整个电厂的经济性有很大影响。

(1) 主蒸汽参数。主蒸汽参数是指主蒸汽压力和温度。提高主蒸汽参数是提高火力发电机组循环效率的最重要途径。在某一主蒸汽温度时通常有一个最佳的主蒸汽压力。因此同时提高主蒸汽压力和温度，对提高机组的循环效率最为有利。

(2) 再热蒸汽参数。再热蒸汽温度越高，火力发电厂的热效率越高。再热蒸汽的压力则与循环的初/终参数、再热系统的压力损失和给水回热温度有关，需经过技术经济比较确定。

我国现代大机组上采用的蒸汽参数见表 7.2-1。

表 7.2-1 我国现代大机组上采用的蒸汽参数

机组功率 (MW)	锅炉容量 (t/h)	锅炉主蒸汽参数		再热蒸汽 质量流量 (t/h)	再热蒸汽参数	
		压力 (MPa)	温度 (℃)		进/出口压力 (MPa)	进/出口温度 (℃)
300	1025	18.19	540	851	3.73/3.56	321/540
300 (空冷)	1045	17.5	541	863	3.99/3.79	331/541
600	2028	17.5	541	1677.7	3.84/3.66	323/541
600 (空冷)	2093	17.47	541	1744	3.97/3.77	329/541
600	1910	25.4	571	1614	4.54/4.33	317/569
1000	2955	28.0	605	2443	6.30/6.00	367/603

(3) 汽轮机排汽压力。降低汽轮机的排汽压力可以提高循环热效率，但排汽压力的降低受到排汽湿度、末级叶片尺寸、汽轮机和凝汽器等设备的限制。我国大部分地区的冷却水平均温度为 20℃，排汽压力常选用 4.9kPa（江、河、湖、海水冷却的开式循环）和 5.4kPa（冷却塔循环水冷却的闭式循环）。对于空冷机组，排汽压力还将高些，应根据气候条件而定。

### 1.2 原则性热力系统

#### 1.2.1 定义

以规定符号表明工质在完成热力循环时所必须流经的热力设备之间的联系线路图，称为原则性热力系统。它可反映火力发电厂能量转换过程的技术完善程度和热经济性。在该系统图中只画出工质流过时发生参数变化的热力设备，而且同类型、同参数的设备只出现一次，设备之间只表示主要联系，而备用设备和管道、各种附件均不标明。

#### 1.2.2 主要工作内容

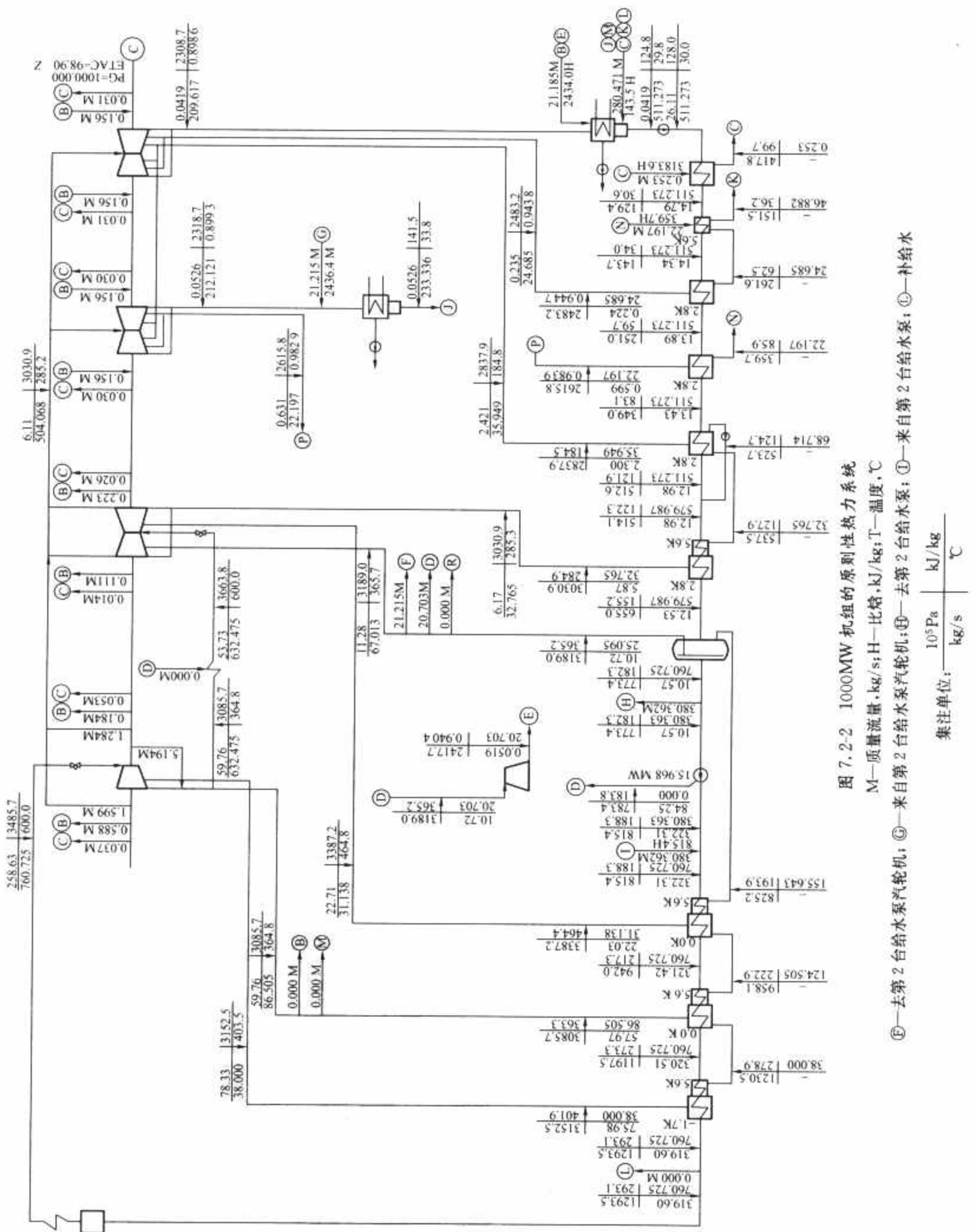
拟订原则性热力系统时，主要工作内容如下：

(1) 确定火力发电厂的形式和容量。在只需要电力负荷时，可选用纯凝汽式电厂；在同时需要电负荷和热负荷时，可选用热电厂。电厂容量应根据地区电负荷和热负荷的需要量和燃料供应、水源、交通、环保、综合利用等因素综合考虑。

(2) 选定蒸汽参数。合理选择机组的蒸汽初参数和排汽终参数对火力发电厂的热经济性和设备可靠性关系很大，应通过技术经济策略来确定。

(3) 选择锅炉形式和容量。在选择锅炉形式时，应根据燃料来源、各类锅炉特性、负荷要求、运行方式等来确定。现代大机组大多为单元制，锅炉容量应与汽轮机相匹配，考虑到汽轮机阀门全开时的最大进汽量和必要的汽水损失，锅炉的额定蒸发量一般为汽轮机额定耗汽量的 108%~110%。

(4) 选择汽轮机形式和容量。选择汽轮机形式时，应根据各类汽轮机的特性、承担负荷情况、运行方式等来确定。选择汽轮机单机容量时应考虑电网容量和结构、电力增长速度等，最大的单机容量一般为电网总容量的 8%~10%。





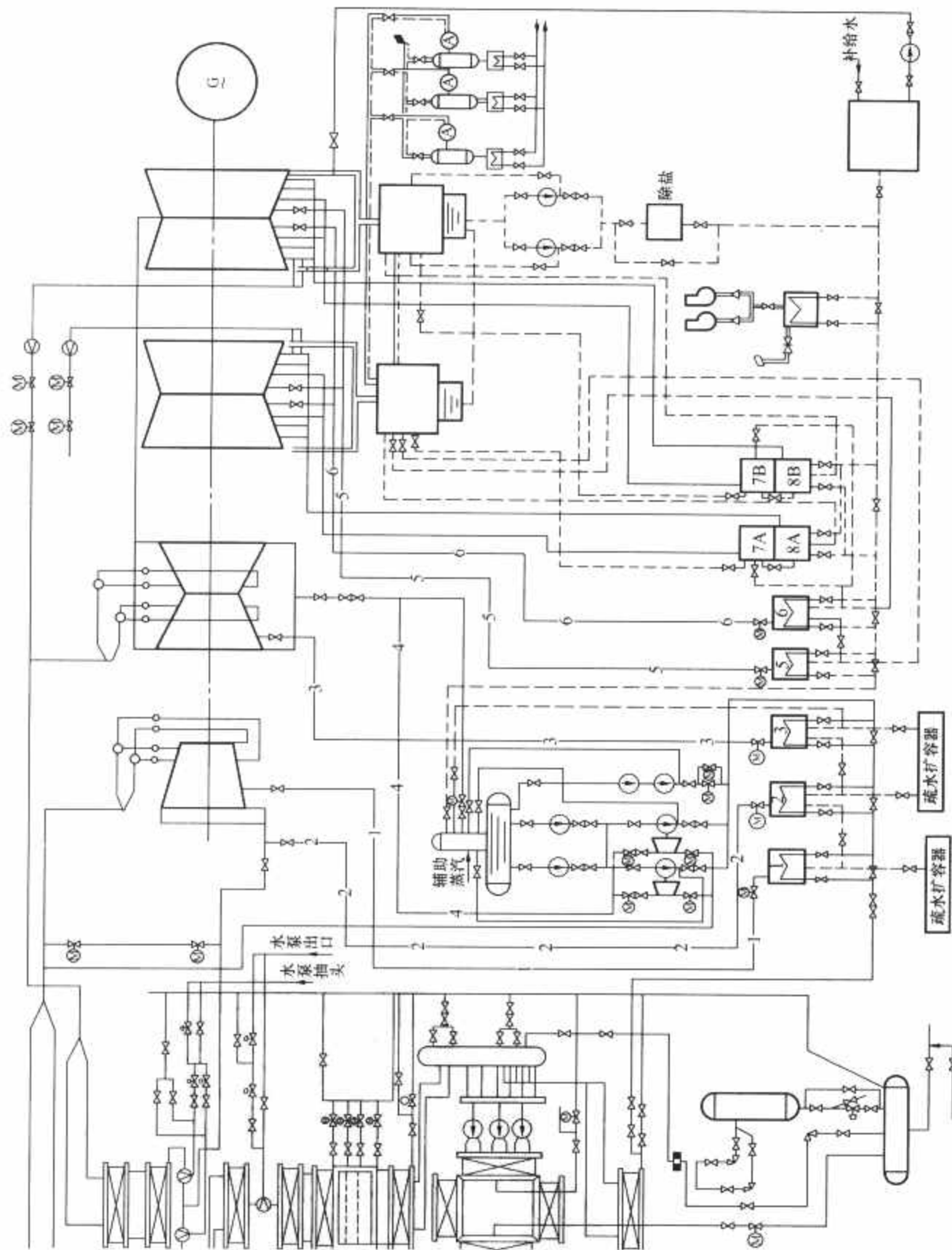


图 7.2-3 600WM 机组的全面性热力系统

(5) 确定给水回热系统配置。根据锅炉和汽轮机制造厂提供的汽水系统就可确定给水回热系统的配置,包括回热加热器级数、最终给水温度、加热器形式等。同时还要确定除氧系统和给水泵驱动方式,以及它们的连接系统。

(6) 确定热力系统的辅助设备。包括补给水处理系统、锅炉排污系统、辅助热交换器的连接系统和供热系统等。

### 1.2.3 热平衡计算

(1) 计算目的。确定不同运行工况时各部分的工质流量和参数;根据锅炉耗煤量、锅炉蒸发量、汽轮机耗汽量、汽轮机耗汽率、全厂热耗率、全厂热效率、标准煤耗率等来确定全厂的热经济指标,并分析其经济性;以最大负荷工况的计算结果,为选择辅助设备和管道作依据。

(2) 计算内容。对于凝汽式电厂一般只进行最大负荷和额定负荷时的热平衡计算;对于热电厂则要进行最大电、热负荷时的热平衡计算,最大电负荷、平均热负荷时的平均工况计算以及夏季工况的计算。

### 1.2.4 原则性热力系统示例

图 7.2-2 所示为 1000MW 机组的原则性热力系统。

## 1.3 全面性热力系统

### 1.3.1 定义

以规定符号表明火力发电厂全厂性的所有热力设备及其汽水管道的总系统图称为全面性热力系统,其特点是按设备的实际数量,表明一切必须的连接管道及其附件。从全面性热力系统可以了解全厂热力设备的实际配置情况和各种运行方式时的切换方式。

### 1.3.2 组成和工作内容

(1) 主蒸汽和再热蒸汽管道系统。主蒸汽管道系统是指从锅炉过热器出口将蒸汽输送到汽轮机主汽门的管道和其他用汽处的各管道。再热蒸汽管道系统是指汽轮机高压缸排汽口至锅炉再热器进口、锅炉再热器出口至汽轮机中压缸进口的管道系统。对于大容量机组还要考虑单管或多管系统。

(2) 给水管系统。包括从给水箱出口到锅炉入口的所有输送给水的管道。主要有给水箱送水管道、给水泵进/出水管道、高压加热器的进/出水管道和旁路管道、锅炉给水管总管和支管等。

(3) 回热加热器管道系统。包括高压加热器和低压加热器的加热蒸汽、主凝结水、凝结水疏水等系统的管道和切换管道。

(4) 除氧器和给水箱管道系统。包括主凝结水、高压加热器疏水、补给水等与除氧器的连接管道。

(5) 补给水处理系统。应确定补给水的处理方式(化学处理和热力处理),另外还要考虑锅炉连续排污利用系统和蒸发器系统的连接方式。

(6) 疏水系统。包括汽轮机本体的疏水系统和热力系统的疏水系统。应考虑疏水压力和其膨胀扩容问题,并确定疏水箱和疏水泵的容量和形式。

(7) 汽轮机旁路系统。应根据机组的运行方式确定旁路系统的容量和形式。

(8) 供热管道系统。对于热电厂应根据供热方式,确定热网加热器、加热蒸汽、凝结水疏水和热网水管的连接系统。

### 1.3.3 全面性热力系统示例

图 7.2-3 所示为一台 600WM 机组的全面性热力系统。

## 2 主蒸汽和再热蒸汽管道系统

大型火力发电厂的主蒸汽管道和再热蒸汽管道输送的工

质流量大、温度和压力高,所以对管道的金属材料要求很高,对电厂的运行安全性和经济性影响也很大。

### 2.1 管道系统的功能

主蒸汽管道系统的主要功能是:将高温、高压的蒸汽从锅炉过热器出口输送到汽轮机高压缸的主汽门,同时还为汽轮机轴封提供高压汽源,以及为汽动给水泵提供高压汽源。

再热蒸汽管道系统的主要功能是:从汽轮机高压缸排汽口将冷再热蒸汽(高压缸排汽)输送到锅炉再热器进口,然后从再热器出口将热再热蒸汽输送到汽轮机中压缸进口的再热汽门。它还可向高压加热器提供加热蒸汽,为辅助蒸汽系统提供蒸汽。

### 2.2 管道系统的种类

#### 2.2.1 集中母管制系统

集中母管制系统是将全厂数台锅炉产生的蒸汽均引入 1 根蒸汽母管,再由该母管引往各台汽轮机和其他用汽处。集中母管制的管道较复杂,相应投资也较大,小型机组上曾广泛采用,现今大型机组上已不再采用。

#### 2.2.2 切换母管制系统

切换母管制系统是将每台锅炉与相对应的汽轮机组成一个单元,各单元之间又有母管连接,这样,依靠阀门的开与关既可单元制运行,也可母管制运行。正常运行时母管应处于热备用状态。该系统的优点是增加了机组运行的灵活性;缺点是系统复杂、投资增加。广泛用于中参数机组电厂和热电厂。

#### 2.2.3 单元制系统

单元制系统是每台锅炉向所匹配的汽轮机供汽,组成一个单元,各单元之间没有母管联系。该系统的优点是系统简单、管道短、阀门和附件少,不仅节省投资而且提高了运行的安全可靠;缺点是任何一台主要设备发生故障时,整个单元都要被迫停运。现代大机组均采用单元制系统,尤其是中间再热机组更应采用单元制系统。

### 2.3 管道系统的设计

#### 2.3.1 设计的基本要求

蒸汽管道设计的基本要求是:在有限的面积和空间内以最少的材料费用,将管道布置成能满足系统的运行要求,做到选材正确、流阻最小、走向清楚、补偿良好、支吊合理、防振消声、安装和维修方便等。具体的规定为:

(1) 符合和达到热力系统图上规定的各项条件和运行要求。

(2) 工质在管道系统内混合均匀、压力平衡。

(3) 尽可能降低管道内的流动压力损失。

(4) 管道要有热膨胀的补偿系统,流量测量装置前、后要有标准规定的直管段。

(5) 水平管道要有一定的坡度,并在其最低点设置疏水点。

(6) 应为管道保温留有足够的空间。

(7) 对于双管系统的大型机组,应防止左右侧的蒸汽温度偏差。

#### 2.3.2 设计参数的确定

(1) 设计流量。主蒸汽和再热蒸汽管道的设计流量应为汽轮机调节阀全开时的最大蒸汽流量。

(2) 设计压力。主蒸汽管道的设计压力取为锅炉额定负

荷时过热器出口的额定压力，若锅炉允许超压，还应加上超压部分；再热蒸汽管道的设计压力取为汽轮机最大设计工况时高压缸排汽压力的1.15倍。

(3) 设计温度。主蒸汽和再热蒸汽管道的设计温度分别取为锅炉额定负荷时过热器和再热器出口的额定蒸汽温度，再加上锅炉正常运行时允许的温度上偏差。

### 3 给水管路系统

从除氧器水箱出口至锅炉省煤器入口的主给水管道以及过热器和再热器的减温水管道都归属于给水管路系统。

#### 3.1 母管制给水系统

一般高压发电厂的主给水管路基本上都是母管制系统。给水泵入口侧的低压吸水母管采用单母管分段，给水泵出口侧的高压母管和锅炉入口侧的给水母管均为切换母管。给水泵出口的压力水可以直接经由高压加热器进入锅炉，也可以先送入切换母管，再进入高压加热器。因此，切换母管制可使给水泵、高压加热器、锅炉等设备相互切换运行，比较灵活。

母管制系统原则上应能按单元制系统运行，这种系统要求给水泵的出力与锅炉的容量相匹配。

#### 3.2 单元制给水系统

现代大功率、超高压参数的发电机组，给水系统均为单元制。

这种系统最简单、管路最短、管道附件最少、投资最省。另外，该系统本身发生事故的可能性也最少，便于集中控制；缺点是相邻单元之间不能互相切换，运行灵活性差，且要设置单独的备用给水泵。

#### 3.3 减温水系统

根据规范要求，汽轮机入口处的蒸汽温度波动范围不能超过 $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 。为了满足这一要求及保护过热器和再热器，一般采用将给水直接喷入过热蒸汽和再热蒸汽，以降低和控制蒸汽温度。

过热器的减温水，其压力必须高于过热器中蒸汽的压力，通常从给水调节阀上游的给水管道上引出。

再热器的减温水，其压力较低，所以都从给水泵中间级的抽头处引出。

## 4 给水回热系统

### 4.1 给水回热系统的作用和级数

#### 4.1.1 给水回热系统的作用

提高朗肯循环效率的方法之一是采用多级给水回热加热，即从汽轮机的中间级抽出一部分蒸汽，在给水回热加热器中对锅炉给水进行加热，与之相应的热力循环和热力系统称之为给水回热循环和给水回热系统。由于汽轮机抽汽在加热器中对给水进行加热而自身凝结成水，减少了在凝汽器中的凝结热损失，从而使蒸汽的热能得到了更充分的利用，提高了循环的热效率。

#### 4.1.2 给水回热系统的级数和给水温度

工程上实际采用的最佳给水温度和回热级数是根据加热器设备投资支出与装置循环热效率提高所致经济收益增加等做综合技术经济分析后才确定的。我国采用的回热级数和给水温度见表7.2-2。

表 7.2-2 国产机组的回热级数和给水温度

蒸汽初参数		回热级数	给水温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	备 注
压力 (MPa)	温度( $^{\circ}\text{C}$ )			
9.0	535	6~7	221~227	N25~N100 机组用
13.0	535	8	240~244	N200 机组用
13.5	535	7	240	N125 机组用
16.5	535~550	8	260~270	N300 机组用
17.0	537	8	270~280	N300~N600 机组用
24.2	566	8	275	N600 机组用
25.9	600	8	293	N1000 机组用

### 4.2 给水回热系统的布置

给水回热系统是发电厂原则性热力系统的基础。根据回热加热器的形式、种类及其连接方式的不同，可以组成各种不同的回热系统以满足汽轮机组对运行经济性和安全可靠性的要求。

#### 4.2.1 混合式加热器的连接系统

混合式加热器的优点是汽、水两种介质直接接触并混合，使水被加热到加热器壳体内蒸汽压力下的饱和温度，传热效果好；没有金属受热面，构造简单，价格便宜；易于汇集不同温度的水流，并能除去水中所含的非凝结气体。缺点是需要为每台混合式加热器配置一台排水泵，将经过加热和除气以后的水输送到下一级较高压力的混合式加热器中去。

#### 4.2.2 表面式加热器的连接系统

表面式加热器的连接方式与表面式加热器的构造和疏水方式有关，通常有如下几种：

(1) 疏水逐级自流的系统。表面式加热器内加热蒸汽的凝结水（疏水）借助加热器壳体内部的压力逐级自流至压力较低的下一级加热器中去。这种系统最简单，且运行可靠，但由于疏水热能未被充分利用，系统的热经济性最差。

(2) 采用疏水冷却器的系统。疏水在进入下一级加热器之前，先在疏水冷却器中将其可利用的部分热能传给进入本级加热器的给水。疏水冷却器可以做成单独的装置，称为外置式疏水冷却器；也可以设置在本级加热器壳体内，成为加热器受热面的一部分，称为内置式疏水冷却段。由于疏水冷却器的存在，减少了加热器的平均温差，加热器的出水端差也略比没有疏水冷却器的疏水逐级自流的系统小些，从而改善了系统的热经济性。该系统无转动部件，运行可靠，故在大容量机组中应用颇广。

(3) 采用疏水泵的系统。为充分利用疏水的热能，用疏水泵将疏水导入本级加热器出口的给水中，使出口给水温度相应提高。这样，对于无内置式过热蒸汽冷却段的加热器来说，使给水出口温度提高，其作用相当于减小了加热器的出口温度端差。由于疏水热量得到有效的利用，理论分析指出，它的热经济性比采用疏水冷却器系统要高。但这种系统的缺点是疏水泵是一转动部件，当它处在高温条件下工作且输送的是饱和水时，其安全性较差。

(4) 采用蒸汽冷却器的系统。随着高参数大容量机组的发展，尤其是再热机组的出现，供给加热器的汽轮机抽汽过热度都很大。为了充分利用加热蒸汽的这一热量，在系统中专门设置了蒸汽冷却器来加热给水，使本级加热器出口的给水温度达到甚至超过加热器壳侧压力下的饱和温度，从而提高了系统的热经济性。蒸汽冷却器可以设置在加热器壳体内，占用加热器受热面的一部分，称为内置式过热蒸汽冷却段；也可以做成单独的装置，称为外置式过热蒸汽冷却器。



### 4.2.3 典型的给水回热系统

实际应用的回热系统，通常只采用一台混合式加热器作为锅炉给水的除氧器（DH），其余都是表面式加热器。表面式加热器根据其在回热系统中的位置不同又可分为低压加热器（LH）和高压加热器（HH）。位于凝结水泵和给水泵之间的加热器，它们的水侧所承受的是凝结水泵出口的压力，其值较低，故称之为低压加热器。位于给水泵和锅炉之间的加热器，它们的水侧所承受的是给水泵出口的压力，其值较高，故称之为高压加热器。

图 7.2-4 所示为 N300-170/537/537 型机组的回热系统。该机组蒸汽初压  $p_0 = 16.67\text{MPa}$ ，初温  $t_0 = 537^\circ\text{C}$ 。额定工况下再热蒸汽压力  $p_r = 3.294\text{MPa}$ ，再热温度  $t_r = 537^\circ\text{C}$ 。采用 8 级抽汽回热加热，其中第 1~3 级抽汽分别去高压加热器 HH<sub>1</sub>、HH<sub>2</sub> 和 HH<sub>3</sub>，高压加热器都是具有内置式过热蒸汽冷却段和疏水冷却段的三段式加热器；第 4 级抽汽去除氧器 DH；第 5~8 级抽汽去低压加热器 LH<sub>5</sub>~LH<sub>8</sub>，低压加热器都是具有内置式疏水冷却段的两段式加热器。高压加热器的疏水逐级自流，最后进入除氧器。低压加热器疏水也逐级自流，最后进入凝汽器 CC。凝汽器中的凝结水用凝结水泵打出，送至水侧串联的四台低压加热器后进入除氧器。除氧水箱中的给水用给水泵打出，送至水侧串联的三台高压加热器后进入锅炉。

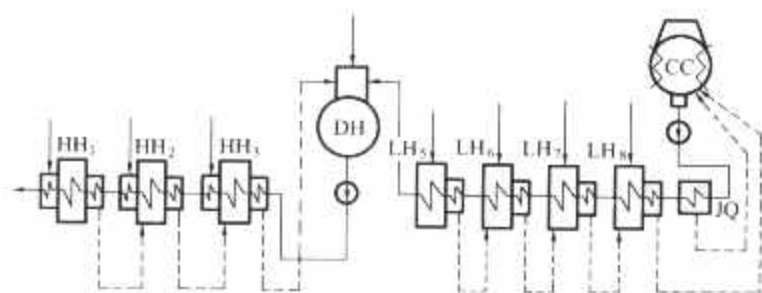


图 7.2-4 N300-170/537/537 型机组的回热系统

### 4.3 加热器的水侧旁路

#### 4.3.1 旁路的作用

实际运行中，一旦加热器发生故障或者加热器因严重泄漏而发生壳侧满水，必须将加热器从系统中隔离出来，但又不允许中断机组的正常供水，为此，系统设置了加热器的水侧旁路。当加热器从水侧与系统隔离时，经由旁路沟通供水渠道。

#### 4.3.2 旁路的种类及其优缺点

加热器的旁路有小旁路和大旁路两种。小旁路是指为每一台加热器设置一个专用旁路，当某一高压加热器因故障从系统中隔离后，给水可经旁路通过，其他加热器仍在给水系统中正常运行，因而对机、炉的运行经济性和安全性影响不大，缺点是每台加热器至少要配备 3 只隔离阀门，设备投资大、系统复杂。大旁路是指为一组加热器（2 台或 2 台以上）设置一个公用的旁路，当有 1 台加热器发生故障时，其他加热器也将被迫一起从系统中隔离出来，汽轮机的前 3 级抽汽全部停用，锅炉给水温度大幅度下降，因而对机、炉运行的经济性和安全性有重大影响；其优点是系统简单、隔离阀门少、投资省。

高压加热器采用小旁路还是大旁路，主要取决于高压加热器的可靠性。可靠性大，则使用旁路的机会少，在长期运行中，即使偶然发生一次故障对运行经济性的影响也极小，所以从技术经济的角度出发，应当采用大旁路。相反的情况则应采用小旁路。

低压加热器的凝结水旁路往往由大、小两种旁路组合而

成。低压加热器的可靠性较高，按理可采用大旁路。但由除氧器特性可知，除氧器的凝结水入口温度太低，会使除氧器超负荷运行，从而恶化除氧效果，这是不能允许的，因此在除氧器上游的 LH<sub>5</sub> 和 LH<sub>6</sub> 不能同时隔离，必须分置在两个凝结水旁路中。另外，汽轮机低压部分的结构也影响着末级或末两级低压加热器的凝结水旁路布置方式。

### 4.4 加热器的排气

#### 4.4.1 排气的意义

锅炉给水虽经严格的除气处理，但仍含有微量的非凝结气体（主要是空气、氢气等）。当给水在锅炉中被加热、汽化成蒸汽输出时，这些非凝结气体就混杂在蒸汽中一起进入汽轮机，因此，从汽轮机中抽出的加热蒸汽必然也含有微量的非凝结气体。加热蒸汽在回热加热器中连续冷凝成水，经疏水管排出，而这些非凝结气体则滞留在加热器的壳侧，对加热器会起腐蚀作用并使传热恶化。如果不将它们排除，会越积越多，最后充满整个加热器而使加热器失效。此外，对于压力低于大气压的低压加热器，还会由于不严密而漏入空气。因此，所有加热器必须在适当位置上开设排气口，并在正常运行时连续排放非凝结气体。

#### 4.4.2 排气管的连接

从排除非凝结气体的效果出发，最好是将每台加热器的排气单独地引导到压力较低的除氧器或凝汽器中去。但对于大机组来说，排气管路太多会给管道布置带来困难，因而实际将每台加热器的排气管汇集到 1 根直径较大的排气管上，然后通往除氧器或凝汽器。

加热器排气不宜采用逐级接到压力较低一级加热器去的连接方式，因为会有大量非凝结气体充斥在压力较低的末两级加热器中，使这些加热器传热恶化，从而减少汽轮机的低压抽汽量，增加高压抽汽量，降低了回热循环的热效率。

## 5 给水除氧系统

为了除去锅炉给水中溶解的氧气和其他气体，以防止热力设备的腐蚀和传热恶化，保证热力设备能安全经济运行，电厂的热力系统中设置了除氧器及其相应的除氧系统。

### 5.1 除氧器在系统中的连接

除氧器的加热汽源主要是汽轮机的抽汽，另有小部分可能来自锅炉连续排污扩容器等产生的蒸汽和高压加热器的疏水。加热蒸汽在除氧器中将凝结水迅速加热到蒸汽的饱和温度，使溶解于水中的气体被全部清除出去。除氧器在热力系统中的连接应能具有良好的除氧效果、较高的经济性和避免给水泵造成汽蚀等。典型的除氧器热力系统如图 7.2-5

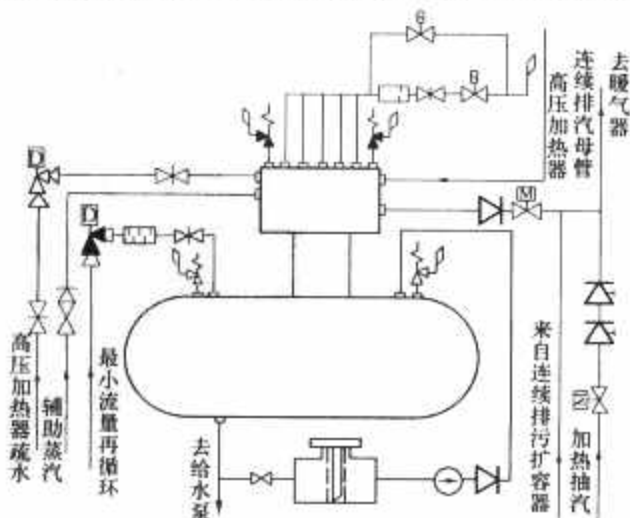


图 7.2-5 典型的除氧器热力系统

所示。

来自于汽轮机抽汽的加热蒸汽自除氧器头部和底部引入。正常运行时，锅炉连续排污扩容器的蒸汽也引入除氧器，以回收工质和热量。

单元式机组的除氧器应当有可靠的辅助汽源，以保证启动过程的除氧。辅助蒸汽还被引入除氧水箱的底部，供给水再沸腾用，在机组启动及低负荷时加热箱内的除氧水。

由低压加热器来的主凝结水，在除氧头内被加热、除氧后流入水箱，再经低压给水管流入给水泵。

高压加热器疏水被引入除氧器上部，通过进水管上开设的小孔，喷入除氧器内与凝结水充分接触发生热交换。所有高压加热器的放气管汇成一条总管引入除氧器。

## 5.2 除氧器滑压运行

随着大型汽轮发电机组采用滑参数启动，除氧器也采用滑压运行。除氧器内的工作压力就不再保持恒定，而是随着机组负荷和抽汽压力的变化而变化。

### 5.2.1 滑压运行的优越性

(1) 提高了机组的运行经济性。除氧器采用滑压运行时，抽汽管路中省去了压力调节阀，这样就减少了调整汽压时的节流损失，降低了热耗。同时，少了调节阀，对增加管道系统的运行可靠性、提高系统可用率也有好处。

(2) 提高了运行安全性。定压运行的除氧器，在机组低负荷运行时要求供汽汽源切换至高一级压力的抽汽。高一级抽汽的工作压力往往大于除氧器工作压力好几倍，这样如发生设计上考虑不周的现象或运行人员误操作，就有可能造成除氧器的事故。滑压运行时，除氧器内的压力在任何工况下都接近于供汽要求，无抽汽汽源的切换要求，避免了超压的可能性。

(3) 系统的简化也节省了投资。

### 5.2.2 滑压运行需要考虑的问题

除氧器内压力和温度的动态情况不一致，压力变化快，水温变化则较慢。当机组负荷变化缓慢时，除氧器内压力和水温之间的不一致相差甚小，带来的影响不大。但当机组负荷突变时，情况就变得严重起来。例如，当机组负荷骤升时，除氧器内水温的上升远远滞后于压力的升高，致使除氧器内原来的饱和水瞬间成为不饱和水，此时，原已逸出的溶解氧就会重新溶回水中，出现“返氧”现象，使除氧效果恶化；而对于给水泵，由于水温升高滞后于压力，则运行更为

安全。反之，当机组负荷骤降时，水温的降低远滞后于压力的降低，致使除氧器内的水发生急剧闪蒸，除氧效果会因而变好；但由于压力变化传递迅速，除氧器的这种水温降低滞后于压力降低的情况会同时发生在给水泵内，使给水泵叶轮入口的压力低于入口水温所对应的饱和压力，造成给水泵的汽蚀危险剧增。

突然降负荷过程中除氧效果的恶化，可以通过投入加装在给水箱内的再沸腾设备来解决。

图 7.2-6 中三条曲线表示机组在甩负荷时三种压力随时间的下降曲线。为了消除图中产生汽化的阴影部分，防止给水泵内汽化的措施有：升高除氧器的安装标高  $h_w$ ；增大给水泵吸入管管径，减小管阻  $h_g$ ；采用低速的给水泵前置泵，大幅度降低泵的汽蚀余量  $\Delta h_r$ ；甩负荷时，除氧器内存水的闪蒸阻止除氧器内压力下降，适当考虑除氧器水箱容积，可使“泵内压力最低压头”曲线平缓下降；图中  $t$  为甩负荷后至泵内水温开始下降的时间， $t$  越小，对防止汽化越有利，它与进水管及除氧器的换水时间有关。

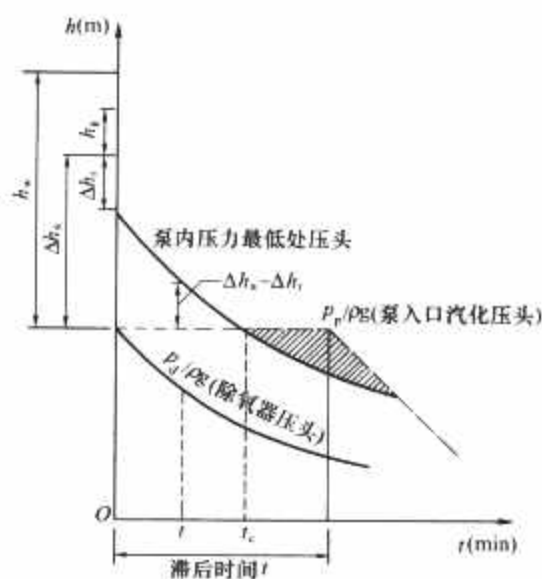


图 7.2-6 骤降负荷暂态过程中给水泵运行的安全性

由上分析可知，为防止骤降负荷过程中给水汽化，滑压运行除氧器的给水系统必须对以上各因数进行相应的计算（包括技术经济比较）。在实际工程设计中，除氧器都考虑有辅助蒸汽，甩负荷时可考虑辅助蒸汽立即投入，防止除氧器压力下降，避免给水汽化。



# 第 3 章 火力发电厂的辅助汽水系统

## 1 补给水系统

### 1.1 系统的必要性

火力发电厂的热力设备及其管道在运行过程中，不可避免地会有蒸汽和凝结水损失，如系统的水、汽排放和泄漏，锅炉定期和连续排污，以及供热系统的损失等。因此，必须不断地向热力系统补充足够数量、品质合格的补给水，以保证汽、水系统的平衡，维持火力发电厂的正常运行。这种补充水首先注入锅炉，因此常称为锅炉补给水。提供补给水的系统就称为补给水系统。

锅炉补给水的水质优劣将直接关系到火电机组的安全经济运行，若锅炉补给水水质达不到质量标准，就会给锅炉、汽轮机、管道和阀门等设备带来严重后果，如造成锅炉结垢、汽轮机结盐和设备腐蚀等。

### 1.2 系统种类

#### 1.2.1 化学补给水系统

化学补给水系统主要包括水的预处理和除盐处理，典型的处理流程为：生水→预处理→除盐处理→补给水。

(1) 预处理。预处理系统的流程一般为：生水→混凝→沉淀→过滤→(预脱盐)→清水。

(2) 除盐处理。现代火力发电厂中普遍采用离子交换除盐，常用的交换剂是离子交换树脂。离子交换树脂按其功能可分为强酸性阳离子交换树脂、弱酸性阳离子交换树脂、强碱性阴离子交换树脂和弱碱性阴离子交换树脂。装有离子交换树脂的水处理装置称为离子交换器。按所装交换树脂的种类，离子交换器可分为阳离子交换器（简称阳床）、阴离子交换器（简称阴床）和混合离子交换器（简称混床）；按运行方式，离子交换器又可分为固定床和连续床两大类。

#### 1.2.2 蒸发器补给水系统

用蒸发器生产的蒸馏水作为补给水，这是补给水除盐的热力方法。蒸发器分为沸腾蒸发和扩容蒸发两种，前者通过加热使水蒸发，后者依靠扩容产生蒸汽。将获得的蒸汽冷凝成蒸馏水，而盐分则留在未蒸发的水中。由于蒸发器补给水系统需要汽轮机回热蒸汽加热，系统又较复杂，出水还需进一步化学除盐，现代火力发电厂中已被化学除盐所替代。

### 1.3 补给水量和水质

锅炉的补给水量是根据发电厂的正常水、汽损失的总和来确定的。现代发电厂中，100~200MW 机组的水、汽损失为锅炉最大连续蒸发量的 2%~3%，200MW 机组以上的水、汽损失约为锅炉最大连续蒸发量的 1.5%。补给水系统的容量除了考虑上述机组的正常运行损失外，还要计及机组启动和事故而增加的水、汽损失。因此，凝汽式火力发电厂补给水系统的容量应为全厂锅炉最大连续蒸发量的 6%~10%；至于热电厂的补给水量，则要根据供热时水、汽回收情况而定。

补给水的质量应以不影响锅炉给水质量为标准，一般补给水的质量标准见表 7.3-1。

表 7.3-1 补给水质量标准

种 类	硬度 ( $\mu\text{mol/L}$ )	二氧化硅 ( $\mu\text{g/L}$ )	电导率(25℃) ( $\mu\text{S/cm}$ )
一级化学除盐系统出水	$\approx 0$	$\leq 100$	$\leq 5$
一级化学除盐—混床系统出水	$\approx 0$	$\leq 20$	$\leq 0.2$

## 2 疏水系统

### 2.1 疏水系统的作用和设置原则

在机组启动、暖管及运行过程中，机组本体和蒸汽管道中部分蒸汽会冷凝成水。这些积水在管道中会引起水击，使管道振动，严重时会使管道破裂；若进入汽轮机，会损坏叶片，并引起金属部件永久变形、动静部分摩擦及推力轴承损坏等。为此，必须设置疏水系统，以及及时将这些凝结水排出。

疏水系统主要是指汽轮机的疏水和蒸汽管道的疏水。汽轮机本体的疏水由于各点的压力不同，应分别引入不同压力的疏水母管，再接至 2~3 个疏水扩容器；蒸汽管道的疏水一般也接入疏水扩容器或排入地沟。在锅炉启动时，过热器和再热器等部件也需要疏水，但疏水量不多，常被送入疏水膨胀箱或定期排污扩容器。

### 2.2 疏水量和疏水管道

机组启动、暖管时的疏水量很难精确计算，常根据经验进行估算。

疏水在疏水管道内流动过程中压力不断降低、体积增大直至汽化。在计算其管径时，一般取初压和背压的平均值进行计算，最高流速限制在 30m/s。实际设计时常不作计算，仅根据经验确定，一般可按表 7.3-2 和表 7.3-3 确定疏水管管径和疏水母管管径。

表 7.3-2 疏水管管径 mm

主管公称通径 DN	$\leq 125$	150~200	225~300	350~600
启动疏水管管径	20~25	25~32	32~50	32~50
经常疏水管管径	20	20	20	25

表 7.3-3 疏水母管管径 mm

PN>100 的管道	PN40~PN100 的管道	PN $\leq 25$ 的管道
50~80	80~100	80~150

疏水汇集至疏水箱，然后有疏水泵送入除氧器。

## 3 锅炉排污系统

从锅炉蒸发段排出含杂质较多的锅水，经扩容器和热交换器（或只经过扩容器）回收部分工质和热量，最后排入地沟或其他出处的管道系统称为锅炉排污系统。

### 3.1 锅炉排污系统的作用和组成

#### 3.1.1 作用

锅炉排污系统分为连续排污和定期排污两种。



锅水中的各种溶解盐类和泥渣是由给水带入的。随着锅水的不断蒸发，除了少量盐分随蒸汽带走外，绝大部分都留在锅水中，使锅水含盐量不断提高，以致影响到蒸汽品质和造成锅内结垢。为此，必须把一部分含盐量较高的锅水连续排出锅外，同时以较干净的给水补充，使锅水的含盐量稳定在一定的水平，这就是连续排污的作用。

然而，连续排污不能将锅内的泥渣完全排出，还必须进行定期排污。泥渣常常积聚在锅内最低处，定期排污就是在锅内最低处定期进行短时间（≈30s）排污，以清除泥渣。

3.1.2 组成

排污系统由排污管道、排污阀、节流孔板、排污扩容器、热交换器、压力表和流量计等组成。连续排污系统中为了充分回收工质和热量，通常设置排污扩容器和热交换器。连续排污管应从锅水含盐量最高处引出，对两段蒸发系统，应从盐段引出；对不分段的蒸发系统，则沿汽包长度方向布置连续排污的取水管，均匀取水。由于汽包内水位以下100~200mm处锅水含盐量最高，因此取水管应布置在该区域。取水管常为φ28~φ32的管子，沿长度按一定间隔开有φ4~φ5的取水小孔，孔中的流速一般应大于2m/s，取水管内水的流动阻力应小于小孔的阻力。在凝汽式电厂中，锅炉的排污量不大，排污系统需配备调节灵敏的小流量排污装置。

定期排污系统中排污引出点应设在泥渣最易沉积的地方，一般设在水冷壁下集箱或下降管下端。为防止定期排污对水循环的影响和排污阀的磨损，排污管上应配有节流孔板。定期排污开启时使下降管流速增加，水冷壁流速降低，壁温上升。因此在确定节流孔板的孔径时应考虑这些因素。若定期排污直接排入地沟，则在排入地沟前需进行喷水减温，防止排污水大量汽化。

3.2 排污率

锅炉排污量与蒸发量之比称为锅炉排污率，即

$$p = \frac{D_{pw}}{D} \times 100 \quad (\%) \tag{7.3-1}$$

式中：p为锅炉排污率，%；D<sub>pw</sub>为锅炉排污量，t/h；D为锅炉蒸发量，t/h。

给水带入的盐量应与排污水排出的盐量和蒸汽带走的盐量之和相平衡，即

$$(D + D_{pw}) S_{gs} = D_{pw} S_{ls} + D S_q \tag{7.3-2}$$

式中：S<sub>gs</sub>为给水含盐量，mg/L；S<sub>ls</sub>为锅水含盐量，mg/L；S<sub>q</sub>为蒸汽含盐量，mg/L。

当蒸汽含盐量很小可忽略不计时，排污率也可表达为

$$p = \frac{S_{gs}}{S_{ls} - S_{gs}} \times 100 \quad (\%) \tag{7.3-3}$$

锅水含盐量与给水含盐量之比称为锅水浓缩度，以m表示，即

$$m = \frac{S_{ls}}{S_{gs}} \tag{7.3-4}$$

于是锅炉的排污率也可用锅水浓缩度来表示，即

$$p = \frac{1}{m - 1} \times 100 \quad (\%) \tag{7.3-5}$$

锅水浓缩度增加，排污率就降低。所以在自然循环锅炉上常采用两段蒸发，在盐段进行排污，就可提高排污锅水的浓缩度，以降低排污率。

排污率增大就意味着工质和热量的损失增加，根据中华人民共和国水利电力部《火力发电厂水、汽监督规程》规

定，各类火力发电厂的排污率应控制在表7.3-4所列的范围之内。

表 7.3-4 各类火力发电厂的排污率 %

电厂类型和给水条件	排污率
以化学除盐水或蒸馏水为补给水的凝汽式电厂	1
以化学除盐水或蒸馏水为补给水的热电厂	2
以化学软水为补给水的凝汽式电厂	2
以化学软水为补给水的热电厂	5

3.3 排污水的回收和利用

回收和利用排污水及其热量也是排污系统的重要任务。图7.3-1所示为凝汽式电厂和热电厂中常用的连续排污的回收利用系统。为了降低排污水压力，同时回收部分工质，连续排污水首先接入排污扩容器，在其中骤然降压，部分排污水迅速汽化。扩容器出来的蒸汽接入电厂低压蒸汽系统，供除氧器或其他生产用汽；扩容器内余下的排污水含盐量很高，可通过热交换器将一部分热量传递给锅炉补给水等，然后排入地沟或作其他用途。热电厂中还将这部分排污水作为热媒，送入热网。

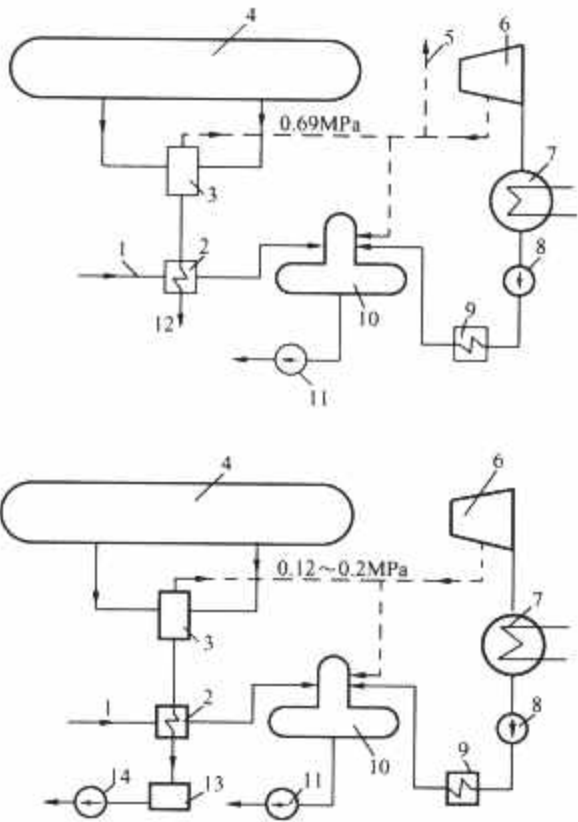


图 7.3-1 连续排污的回收利用系统

- 1—补给水；2—热交换器；3—排污扩容器；4—汽包；  
5—供生产用汽；6—汽轮机；7—凝汽器；8—凝水泵；  
9—加热器；10—除氧器；11—给水泵；12—疏水；  
13—排污水箱；14—热网水泵

4 冷却水系统

冷却水系统主要是为冷凝器供应冷却水，其次还与其他辅助系统供应冷却水。

4.1 火电机组的冷却水量

一台机组所需的冷却水量主要由凝汽器所需的冷却水量来决定。汽轮机排汽在凝汽器中冷凝时所放出的热量被冷却水吸收，所需冷却水量可由热平衡方程得出

$$W = \frac{D_k (h_k - h'_k)}{c (T_{w2} - T_{w1})} \tag{7.3-6}$$

式中:  $W$  为冷却水量,  $\text{kg/h}$ ;  $D_k$  为进入凝汽器的蒸汽量,  $\text{kg/h}$ ;  $h_k$  为汽轮机排汽比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h'_k$  为背压为  $p_k$  时的饱和水比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $c$  为冷却水比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_{w2}$  为凝汽器出口的冷却水温,  $\text{K}$ ;  $T_{w1}$  为凝汽器进口的冷却水温,  $\text{K}$ 。

式(7.3-6)中  $(h_k - h'_k)$  代表每千克排汽在凝汽器中冷凝时放出的热量, 其值一般为  $2383 \sim 2424 \text{ kJ/kg}$ ,  $(T_{w2} - T_{w1})$  表示冷却水在凝汽器内的温升。

此外, 冷却水系统为其他辅助系统提供的冷却水约占总冷却水量的  $7\% \sim 10\%$ , 除灰渣的用水约占总冷却水量的  $2\% \sim 4\%$ 。

## 4.2 冷却水系统的类型

### 4.2.1 直流供水系统

该系统冷却水直接取自江河、湖泊和海洋, 进入电厂需冷却的设备(如凝汽器等)中吸收热量, 使用一次后即排出, 故此系统又称为开式供水系统。采用直流供水系统时厂址必须接近水源, 并保证有足够的水量。若厂址不高出水源经常水位  $12\text{m}$ 、距离不大于  $1\text{km}$ , 则采用该系统较为有利。若厂址高出水位  $10 \sim 12\text{m}$  或距离在  $1 \sim 2\text{km}$  时, 则要进行经济核算。水源的水量要保证在枯水期也能满足机组满负荷时的冷却水量。此外还要考虑水质情况, 如取用海水时, 需选用钛管凝汽器。

### 4.2.2 闭式循环供水系统

冷却水被重复使用的系统称为闭式循环供水系统。使用后温度升高的冷却水在专设的冷却设备(如冷却塔)中进行冷却, 降温后再次供电厂使用, 构成一个封闭的循环系统。这种系统常有冷却水池循环供水系统、冷却水塔循环供水系统和喷水池循环供水系统。冷却水塔又分为自然通风和机械通风两种。

## 4.3 空气凝汽器的冷却系统

在水源不足地区冷却水量受到很大限制, 则可采用空气凝汽器, 将汽轮机排汽的余热直接传递给周围空气, 就不需要冷却水或只需少量的冷却水。我国已建造了  $200$ 、 $300\text{MW}$  和  $600\text{MW}$  的空冷机组, 全厂性节水率  $200\text{MW}$  机组可达  $65\%$ ,  $300\text{MW}$  机组可达  $70\%$ ,  $600\text{MW}$  机组可达  $75\%$ , 个别机组的节水率甚至可达  $90\%$ 。目前有直接空冷和间接空冷两种系统, 可详见本卷第10篇大型空冷式汽轮机组。

## 4.4 辅助冷却水系统

辅助冷却水系统的功能是向电厂各个换热器和某些设备的冷却器提供冷却水, 将产生的热量带出, 并释放到冷却水系统的出口。根据所需的冷却水质、流量和温度的不同要求, 辅助冷却水系统可分为开式循环系统和闭式循环系统, 分别以循环水和凝结水作为冷却介质。我国的发电机组过去常采用开式循环系统, 以循环水及工业水作为冷却水; 后来的  $300$ 、 $600\text{MW}$  机组上开始采用闭式循环系统, 并以凝结水作为冷却水。

## 4.5 冷却水加氯系统

### 4.5.1 功用

天然的冷却水中常含有微生物, 它不仅使水质恶化, 还使凝汽器管内产生有机附着物, 从而使水侧阻力增大、传热恶化, 直至影响汽轮机的出力 and 经济运行, 严重时还腐蚀凝汽器铜管, 造成穿孔泄漏, 污染锅炉水质。冷却水加氯系统的功能就是在冷却水中加入氯气作为杀菌剂, 以杀死水中的

微生物, 抑制其繁衍生殖。

用于加氯处理的药剂主要有液态氯、电解氯和漂白粉。现代电厂中多使用液态氯, 其化学反应为



反应生成的新生态原子氧  $[\text{O}]$  具有很强的氧化能力, 可杀死微生物。

### 4.5.2 加氯

氯气一般加在凝汽器冷却水入口侧。具有一定压力的冷却水流经喷射器时, 在喉口产生抽吸作用, 氯气就从喉口被吸入冷却水中。加氯方法分为冲击式和连续式两种。冲击式也称间歇式, 每天或每班定时加氯一次, 每次加氯时间为  $30 \sim 60\text{min}$ , 加氯周期时间还随季节而变化; 加氯量一般控制在使凝汽器出口水中的活性余氯含量为  $0.2 \sim 0.5\text{mg/L}$  的范围内。连续式加氯多为自动控制, 加氯量一般控制在活性余氯含量为  $0.5 \sim 1.0\text{mg/L}$ 。我国电厂中常采用冲击式加氯, 并采用转子加氯机。

## 5 辅助蒸汽系统

火力发电厂的生产过程中, 向各类辅助设备和生活设施供汽的蒸汽系统称为辅助蒸汽系统。

### 5.1 蒸汽来源

#### 5.1.1 邻炉蒸汽

有多台机组的火力发电厂中, 一台机组启动时, 常依靠已在运行的邻炉供汽。这类电厂中常设有辅助蒸汽母管, 各处所需的辅助蒸汽由辅助蒸汽母管中抽取。

#### 5.1.2 汽轮机回热抽汽

将已在汽轮机中部分作过功的回热抽汽接入辅助蒸汽母管, 以回热蒸汽作为辅助蒸汽, 有利于提高电厂的经济性。

#### 5.1.3 辅助锅炉供汽

在新建的独立火力发电厂中, 为了得到机组启动时所需的辅助蒸汽, 需安装一台独立的辅助锅炉, 一般采用中、低压参数, 容量为主机组最大蒸汽流量的  $2\% \sim 5\%$ 。

### 5.2 系统供汽范围

#### 5.2.1 锅炉房用汽

- (1) 燃料油加热蒸汽和煤炭解冻蒸汽。
- (2) 蒸汽雾化燃烧器用的蒸汽。
- (3) 吹灰器的吹灰蒸汽。
- (4) 锅炉启动时某些受热面的冷却保护用汽。
- (5) 暖风器的加热蒸汽。
- (6) 制粉系统的灭火蒸汽。

#### 5.2.2 汽机房用汽

- (1) 汽轮机轴封用汽。
- (2) 调节油和润滑油油箱的加热蒸汽。
- (3) 射汽式抽气机用汽。

#### 5.2.3 水处理系统用汽

- (1) 化学水处理用汽。
- (2) 化学反渗透用汽。

#### 5.2.4 其他用汽

- (1) 仪表管道等的防冻伴热用汽。
- (2) 各类采暖通风设备用汽。
- (3) 其他生活用汽。

### 5.3 蒸汽参数和合理利用

辅助蒸汽一方面是生产和生活的必需, 另一方面又使部



分蒸汽不做功或少做功，因此，必须合理选择蒸汽参数和合理利用蒸汽。

多数情况下，辅助蒸汽系统选用的蒸汽压力较低，为0.6~0.8MPa。为合理利用蒸汽，首先要尽可能减少蒸汽消耗量；其次是在满足生产和生活的前提下，尽可能采用低参数和低品位的蒸汽；再次是减少或避免使用将高参数蒸汽节流到系统所需值的减温减压装置。

6 热电厂的供热系统

热电厂综合生产电能和热能，其能耗要比分别采用凝汽式电厂发电和专用锅炉供热的方式低得多，是提高电力生产经济性、有效利用热能的主要途径之一。

6.1 系统类型和效率

6.1.1 类型

热电厂供热系统的类型见表 7.3-5。

表 7.3-5 供热系统类型

序号	供热系统类型	主要功能	
1	按热电厂性质分类	区域性热电厂供热系统	满足区域内生产和生活需要的热能
		企业自备热电厂供热系统	满足本企业生产和生活需要的热能
2	按载热质分类	蒸汽供热系统	以蒸汽为载热质向用户输送热量
		热水供热系统	以热水为载热质向用户输送热量
3	按热网供热方式分类	闭式供热系统	只向用户提供载热质携带的部分热量
		半开式供热系统	向用户提供载热质携带的部分热量和部分载热质
		开式供热系统	向用户提供载热质携带的全部热量和载热质

6.1.2 热电厂的效率

热电厂中蒸汽先在汽轮机做功，剩余热量用来向热用户供热，热电厂的效率为

$$\eta_{rd} = \frac{3600P_R + Q}{B_{rd}Q_{net,V,ar}} \times 100 \quad (\%) \quad (7.3-7)$$

式中：P<sub>R</sub> 为热电厂发电机出力，kW；Q 为热电厂的供热量，kJ/h；B<sub>rd</sub> 为热电厂燃料消耗量，kg/h；Q<sub>net,V,ar</sub> 为燃料低位发热量，kJ/kg。

扣除厂内损失和热网损失，热电厂的效率可达 70%~75%。而凝汽式电厂的效率一般为 35%~40%，可见热电厂的效率远高于凝汽式电厂。

6.2 供热系统

热电厂的供热系统由热源、热网和热用户三部分组成，三者之间依靠载热质连接。热源生产的热能由载热质带走，通过热网将热能输送给热用户。

6.2.1 热源

热电厂就是供热系统的热源。以蒸汽作为载热质时，热电厂可有 4 种供热方式：

- (1) 通过减温减压装置由锅炉直接供汽。
- (2) 通过射汽增压器供汽。
- (3) 由汽轮机抽汽或排汽直接供汽。
- (4) 通过蒸发器供给二次蒸汽。

4 种方式中，第 3 种的热经济性最高，供热量在热电厂

获得最大的发电量；第 4 种需增加蒸发器等设备，热经济性不如第 3 种，但适用于用户端凝结水损失量大和受到污染的场合；第 1 种的热经济性最差，仅作备用；第 2 种仅用于抽汽压力低于用户要求时，它比第 1 种方式可以节约新汽量。

热电厂中以蒸汽作为载热质时，背压式汽轮机的全部排汽用来供热，抽汽式汽轮机中仅一部分蒸汽从抽汽口抽出，用来供热；以水为载热质时，对水应采用逐级加热的方式，以提高热源效率。

6.2.2 载热质

热电厂的载热质是蒸汽和热水。

蒸汽为载热质时具有下列优点：

- (1) 热量的适用性高，可满足各种热形式的需要。
- (2) 输送载热质的能耗小，主要是凝结水返回的能耗小。
- (3) 蒸汽温度和传热系数均比水高。
- (4) 蒸汽密度小，便于在不同高度地区和高层建筑内供热。

热水为载热质时具有下列优点：

- (1) 热能利用率高，可充分利用低压抽汽。
- (2) 蓄热量大，热源的热力工况波动时，供热状况较稳定。
- (3) 可以远距离输送，热能损失较小。
- (4) 调节方便，可用调节水温来调节供热量。
- (5) 热电厂的凝结水损失较少。

6.2.3 热网

根据载热质种类，热网可分为热水供热系统和蒸汽供热系统。在大型工业区，也可以建造蒸汽、热水复合系统，以满足工艺用汽和其他用水的需要。根据热用户的不同要求，热水供热系统有单管、双管、三管、四管和复合等形式；蒸汽供热系统有单管、双管和多管等形式。

根据载热质的流动方式，热网可分为闭式、半开式和开式。闭式系统中，热用户只利用载热质所携带的部分热量，而载热质本身则带着剩余的热量返回到热源端，在那里重新增补热量；在半开式系统中，热用户利用载热质所携带的部分热量和部分载热质，剩余的载热质和所带的剩余热量返回到热源端；在开式系统中，全部载热质和其所携带的热量均为热用户所利用。

6.3 主要热化设备

热电厂热化设备的任务是为热网制备、输送载热质和接收使用过的载热质。

热水供热系统中，主要的热化设备有汽水加热器、网路泵、喷射装置、热网装置和补给水制备装置等。

蒸汽供热系统中，主要的热化设备有用二次蒸汽供热的蒸汽发生器、提高抽汽压力的喷射装置、降低新汽压力的减温减压装置和凝结水回收装置等。

6.3.1 汽水加热器

现代热电厂中根据机组大小配置表面式汽水加热器，有卧式和立式两种。按其热网中承担的任务，可分为基本热网加热器和尖峰热网加热器。基本热网加热器承担热网的基本负荷，汽、水侧参数均较低，进汽压力常为 0.12~0.25MPa，出水温度为 100~120℃；尖峰热网加热器承担热网的尖峰负荷，选用的参数较高，进汽压力为 0.78~1.27MPa，出水温度高达 155℃左右。

6.3.2 网路泵

网路泵的任务是输送载热质。大型热化装置常有 2 级网



路泵，第一级网路泵的任务是保证第二级网路泵的进口水有足够的压力，第二级网路泵布置在热网加热器之后，用来确保供热系统中网路水的循环。小型热电厂中，常设置数台汽轮机的抽汽或背压排汽的共用热化设备，只设 1 级网路泵，布置在热网加热器进口端。

#### 6.3.3 补给水制备装置

热网的补给水应做到在加热器、管道和局部系统中不产

生水垢和沉渣，也不对金属产生腐蚀，因此补给水必须进行软化和除氧，一般用阳离子交换器软化，再经除氧器除氧。

#### 6.3.4 喷射装置

喷射装置亦称喷射泵，用来提高载热质的压力，按其工作介质可分为水喷射泵和蒸汽喷射泵。两者的构造和工作原理基本相同，只是被引射的流体分别是高温热水和低压蒸汽。

## 第4章 汽轮机旁路系统

### 1 汽轮机旁路系统的定义和历史

#### 1.1 定义

汽轮机旁路系统是指与汽轮机并联的蒸汽减温减压系统。一般由减温减压装置(减压阀、减温器)、管道、控制机构和其他阀门组成,其作用是将锅炉产生的蒸汽不经过汽轮机而引至下一级压力的管道或凝汽器。蒸汽旁通整台汽轮机、直接引入凝汽器的称为整体旁路;蒸汽旁通汽轮机高压缸、引入下一级压力蒸汽管道的称为高压旁路;蒸汽旁通汽轮机中、低压缸、引入凝汽器的称为低压旁路。

在机组上使用时,三种旁路系统可以有不同的组合形式。只采用整体旁路的称为一级大旁路系统;采用高压旁路和低压旁路的称为两级串联旁路系统;同时采用整体、高压和低压旁路的称为三级旁路系统。

#### 1.2 发展历史

汽轮机旁路系统是随着火力发电机组的发展而产生和发展的。低、中压火力发电机组的设备简单,启、停容易,因此不设汽轮机旁路系统。高压机组上,为了回收锅炉启、停时的汽水,常常设置通流能力较小的简易旁路系统。这种系统只在机组启、停时投用,所以减温减压装置不设快速执行机构。

随着单元制再热机组的出现,旁路系统就成为机组的常用设备,它不仅回收汽水,还起到保护再热器的作用。我国和一些欧洲国家的再热机组普遍设有容量不等的汽轮机旁路系统。

由于电网对发电机组的运行方式提出了多种要求:机组早夜启、停,实现两班制运行;停机不停炉,或带厂用电运行等。于是旁路系统的形式就逐渐增多,其容量也不断扩大,最大的旁路通流能力已等于锅炉的额定出力,即所谓100%旁通容量。有些国家规定,凡装有100%容量的旁路系统并具有自动快速开启能力,这种机组的锅炉上可以不设安全门,以旁路系统替代,从而更促进了旁路系统的发展。

也有一些国家如美国等,他们的运行方式多为停机必停炉,因此机组上较少装设旁路系统。为了满足机组冷态启动,机组上采用一种简易旁路系统,其容量约为锅炉额定负荷的5%。蒸汽从过热器中间段引出,减温减压后进入凝汽器。

随着电网调峰负荷的增加,专用的调峰负荷机组均装设容量较大的旁路系统。

### 2 基本原理和功能

#### 2.1 基本原理

蒸汽在汽轮机旁路系统中的减温减压原理可以理解为两个独立的过程,即等熵节流减压过程和喷水减温过程。在实际机组上,这两个过程可以同时进行,在节流减压过程中同时喷入减温水减温;也可以先后分别进行,先减压、后减

温,或先减压、后减温、再减压。这两个过程可以在蒸汽焓—熵图上用蒸汽的热力过程来说明,见图7.4-1。

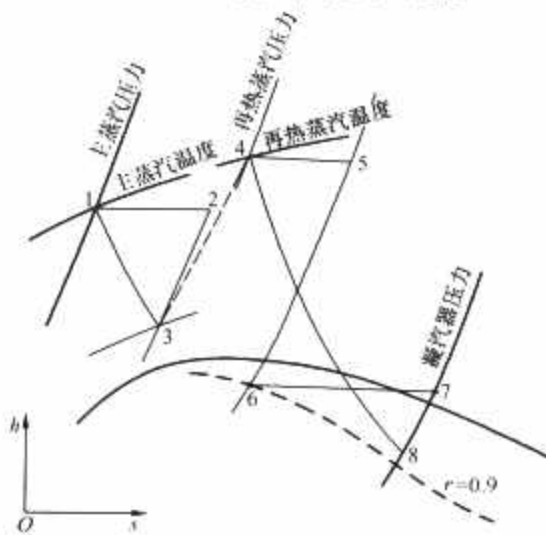


图 7.4-1 蒸汽在旁路系统中的热力过程

图7.4-1所示为二级串联旁路系统中蒸汽的热力过程。其中,曲线1→3→4→8表示机组正常运行时蒸汽的热力过程:主蒸汽在汽轮机高压缸中膨胀做功,热力工况从1变化到3,然后蒸汽在再热器中从3加热到4,又在中、低压缸中膨胀做功到8。曲线1→2→3→4→5→6→7→8表示蒸汽在旁路系统中的热力变化过程:在高压旁路中,蒸汽经过减压阀时进行等熵节流,压力从1降到2;然后喷入减温水降温,蒸汽温度从2降到3;蒸汽在再热器中吸收热量,温度从3升到4;在中、低压旁路中,再热蒸汽又在减压阀中进行等熵节流,其压力从4降到5;然后在减温器中喷水降温,汽温从5降到6;经过旁路系统的蒸汽引入凝汽器喉部,其中对蒸汽节流扩容,压力从6降到7,接着喷入凝结水,使其温度从7降到8。

高压旁路系统中,减温减压常在同一阀体内进行,因此等熵节流和喷水减温过程是在同一阀内完成。低压旁路系统中,减温减压常不在同一阀体内进行,而是采用先减压、后减温,减压调节阀前需设置快速关闭阀,或本身具有快关功能,以便凝汽器发生故障时可以快速切断旁路蒸汽。

#### 2.2 功能

机组上设置汽轮机旁路系统,其主要功能如下:

##### 2.2.1 调节工况

汽轮机旁路系统在下列工况中用来调节锅炉与汽轮机之间的工况:

(1) 在机组冷、热态启动和停运时,当锅炉产生的蒸汽量与汽轮机所需要的不相一致时,由旁路系统进行调节,使其相匹配。

(2) 在机组冷、热态启动初期,当锅炉给出的蒸汽参数尚未达到汽轮机冲转的要求时,这部分蒸汽可由旁路系统排至凝汽器。

(3) 电网短期事故时,要求汽轮机空转或带厂用电运行,锅炉受到最低负荷的限制,其多余的蒸汽由旁路系统排

至凝汽器。

### 2.2.2 安全保护

旁路系统在下列工况中对机组起到安全保护作用：

(1) 锅炉点火至汽轮机冲转前和停机不停炉的工况下，通过高压旁路向再热器供汽，以冷却保护再热器。

(2) 机组甩负荷时，锅炉反应延迟，通过高压旁路向再热器供汽，防止再热器超温。锅炉紧急停炉时，通过旁路系统排出剩余蒸汽，防止锅炉超压和安全阀动作。

(3) 设有 100% 容量旁路系统的机组上，在锅炉超压和机组甩负荷时，旁路系统起到安全阀的作用。

(4) 机组滑压运行时，旁路系统可配合汽轮机实行压力跟踪。

### 2.2.3 回收汽水

在机组启动、停运、事故甩负荷、停机不停炉等工况中，工质可以通过旁路系统排入凝汽器，不必向空排汽，从而回收工质，减少汽水损失。

## 3 系统选型

### 3.1 常用类型

不同类型和不同运行方式的机组，要求配不同类型的旁路系统。选用旁路系统时，应从系统的灵活性、机构的可靠性、设备的经济性和操作的简便性来综合考虑。常用的旁路系统有一级大旁路系统、二级串联旁路系统和三级旁路系统。对于一些特殊要求的机组也可采用其他形式的旁路系统。

#### 3.1.1 一级大旁路系统

一级大旁路系统就是蒸汽整体旁路汽轮机的系统。蒸汽从汽轮机电动主汽阀前引出，经过减温减压装置，然后引入凝汽器喉部，其系统如图 7.4-2 所示。

一级大旁路系统的优点是系统简单、操作方便、基建投资低；机组启动时可调节过热蒸汽参数，也可加热主蒸汽管道。其缺点是机组启动和事故等工况时再热器没有蒸汽冷却保护；启动时再热蒸汽管道中无蒸汽暖管，再热蒸汽温度也较难达到热态启动的要求，这对高、中压合缸的机组尤为突出。

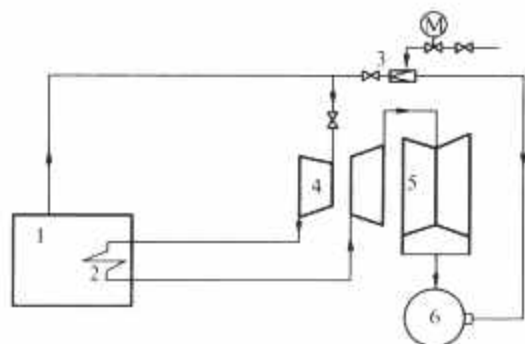


图 7.4-2 一级大旁路系统

1—锅炉；2—再热器；3—减温减压装置；  
4—高压缸；5—中、低压缸；6—凝汽器

一级大旁路系统适用于非再热机组，也适用于再热器布置在低烟温区、启动和停运等工况中再热器不需要蒸汽冷却、热态启动时汽轮机中压缸进汽参数无严格要求的再热机组上。再热器布置在高烟温区的调峰机组上，不能采用该旁路系统。

#### 3.1.2 二级串联旁路系统

二级串联旁路系统由高压旁路和低压旁路串联布置组成，如图 7.4-3 所示。蒸汽从电动主汽阀前引出，首先进入

高压旁路，其压力和温度降到汽轮机高压缸排汽参数，再进入再热器。再热后的蒸汽经过低压旁路，进一步降低其参数，最后引入凝汽器喉部。

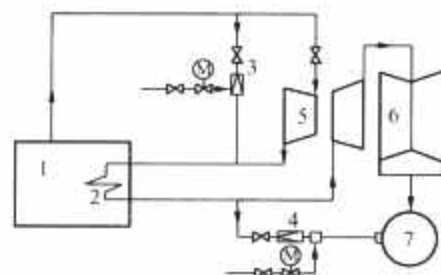


图 7.4-3 二级串联旁路系统

1—锅炉；2—再热器；3—高压旁路减温减压装置；4—中、低压旁路减温减压装置；5—高压缸；6—中、低压缸；7—凝汽器

二级串联旁路系统的优点是各种工况下再热器均能得到保护；在机组启动时可同时加热主蒸汽管道和再热蒸汽管道；热态启动时可调节再热蒸汽温度，以满足中压缸的温度要求。但是该系统较一级大旁路系统复杂，基建投资相应增大。

二级串联旁路系统适用性广，既适用于基本负荷机组，也适用于调峰负荷机组。我国 125、200、300、600、1000MW 机组上广泛采用该系统。

#### 3.1.3 三级旁路系统

三级旁路系统是由一级大旁路和二级串联旁路联合组成，如图 7.4-4 所示。三级旁路系统的优点是功能齐全，同时具备了上述两种系统的功能。但由于设备增多，不但投资增大，而且操作复杂。

三级旁路系统能适用于各类机组，也能满足各种运行工况。但大多数机组上采用这样复杂的旁路系统是不必要的。

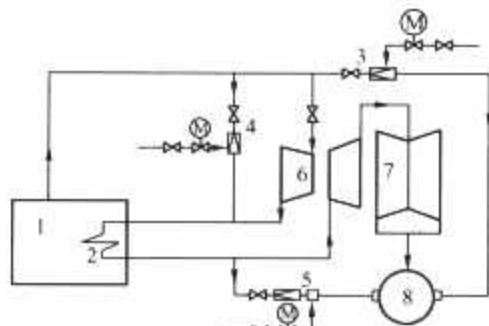


图 7.4-4 三级旁路系统

1—锅炉；2—再热器；3—整体旁路减温减压装置；4—高压旁路减温减压装置；5—中、低压旁路减温减压装置；6—高压缸；7—中、低压缸；8—凝汽器

#### 3.1.4 其他旁路系统

除了上述三种旁路系统外，为适应某些机组的特殊要求，还可有一级大旁路加辅助高压旁路和再热器出口向空排汽系统、高压旁路加再热器出口向空排汽系统、小容量（例如 5% 容量）简易旁路系统等。

### 3.2 选型原则

选用旁路系统时应考虑机组在电网中承担的任务、运行方式、事故处理方式和再热器的布置位置等因素，按下列原



则确定:

(1) 按机组在电网中承担的任务和运行方式选用。

1) 基本负荷机组负荷稳定, 启、停次数少, 一般可选用系统简单的旁路系统, 如简易旁路系统、一级大旁路系统, 也可不设旁路系统。

2) 调峰机组负荷变化较大, 启、停频繁, 尤其是两班制运行的机组, 每天需要热态启动, 应选用启、停损失小, 便于调节的旁路系统, 如二级串联旁路系统。

(2) 按再热器在炉内的布置位置选用。

1) 再热器布置在低烟温区, 额定负荷下再热器进口的设计烟气温度低于  $860^{\circ}\text{C}$ 。此时, 只要再热器选用合适的钢材且烟气侧又有必要的保护装置, 机组启动和甩负荷时再热器不需要蒸汽冷却, 就可选用系统简单、旁路蒸汽不经过再热器的旁路系统, 如一级大旁路系统。

2) 再热器布置在高烟温区, 尤其是布置辐射再热器时, 机组启动和甩负荷时再热器需要蒸汽冷却, 应选用旁路蒸汽经过再热器的旁路系统, 如二级串联旁路系统。其容量应等于或大于再热器冷却所需要最小蒸汽流量。

(3) 按机组事故的处理方式选用。

1) 当电网发生紧急事故, 机组要甩负荷时, 要求停机不停炉、汽轮机空转或带厂用电运行, 则应选用汽水能回收、又能保护锅炉等各部件的旁路系统, 如二级串联旁路系统。

2) 当电网发生紧急事故时锅炉能快速减少燃料, 或停机必停炉的机组, 则可选用简易旁路系统或不设旁路系统。

## 4 系统容量

### 4.1 定义

通常所说的汽轮机旁路系统容量常指高压旁路或整体旁路的容量, 其定义为: 蒸汽在额定参数下通过高压或整体旁路的最大流量与锅炉最大连续蒸发量之比, 以百分数表示, 即

$$K_1 = \frac{D_{p1}}{D} \times 100 \quad (\%) \quad (7.4-1)$$

式中:  $K_1$  为高压或整体旁路的容量, %;  $D_{p1}$  为蒸汽在额定参数下通过高压或整体旁路系统的最大流量, 即旁路阀全开时的蒸汽流量,  $\text{t/h}$ ;  $D$  为锅炉最大连续蒸发量,  $\text{t/h}$ 。加上减温水量, 旁路出口的蒸汽流量约达到  $1.2D_{p1}$ 。

低压旁路系统容量定义为: 再热蒸汽在额定参数下通过全开低压旁路时的最大蒸汽流量与高压旁路容量为 100% 时的出口流量之比, 以百分数表示, 即

$$K_2 = \frac{D_{p2}}{D + G_1} \times 100 \quad (\%) \quad (7.4-2)$$

式中:  $K_2$  为低压旁路的容量, %;  $D_{p2}$  为再热蒸汽在额定参数下通过低压旁路的最大蒸汽流量, 即旁路阀全开时的蒸汽流量,  $\text{t/h}$ ;  $G_1$  为高压旁路通过蒸汽量  $D$  时的减温水量,  $\text{t/h}$ 。

二级串联旁路系统中, 高压旁路与低压旁路的容量一般是相互匹配的, 即低压旁路进口流量就是高压旁路出口流量。但是, 当高压旁路容量超过 60% 时, 由于受到凝汽器容量的限制, 低压旁路的容量就不再能与高压旁路容量相匹

配。即使高压旁路容量增大到 100%, 低压旁路的最大容量还是限制在 60%~70%。

### 4.2 容量的确定

对于不同类型的发电机组, 应选用不同容量的旁路系统。对于基本负荷机组, 旁路系统的容量只要能满足冷态启动就足够了, 因此容量较小; 对于调峰负荷机组, 要求经常热态启动, 有时还要求停机不定炉、带厂用电等运行工况, 这就要求有较大容量的旁路系统。

在确定容量时, 主要考虑的因素是机组的启动工况和甩全负荷工况。这两种工况中, 确定旁路系统容量的原则是: 高压旁路的容量应保证在锅炉压力无明显变化的情况下全部新蒸汽可以顺利地通过; 低压旁路的容量应保证在凝汽器系统不受明显扰动的前提下通过全部或部分再热蒸汽。

#### 4.2.1 高压旁路(包括整体旁路)的容量

高压旁路的容量决定于设置旁路系统的目的。一般可按下列情况选取:

(1) 只为了满足机组冷态启动, 旁路系统的容量可选为 15%~20%。

(2) 为了满足机组的热态启动, 并缩短启动时间、减小汽轮机的寿命损耗, 旁路系统的容量可选为 50% 左右。

(3) 若要求机组在甩负荷时高压安全阀不动作, 锅炉压力又无明显的变化, 旁路阀同时能起到安全阀的作用, 旁路系统的容量应选为 100%。

(4) 为实现停机不停炉的运行工况, 旁路系统的容量至少应等于锅炉的最低稳定负荷。

(5) 对于再热器布置在高烟温区、启动和甩负荷时均需要蒸汽冷却的机组, 旁路系统的容量应等于或大于再热器冷却所需的蒸汽流量。

(6) 整体旁路时, 经过旁路的蒸汽将全部进入凝汽器。此时旁路系统的容量不能超过凝汽器的最大承受能力。

#### 4.2.2 低压旁路的容量

低压旁路容量的选择决定于高压旁路容量和整个旁路系统的经济评价。可按下列情况选取:

(1) 若高压旁路的容量不大于 60%, 则低压旁路的容量可与高压旁路容量相一致, 也就是低压旁路的进口蒸汽流量等于高压旁路的出口蒸汽流量。

(2) 若再热器安全阀按程序排汽, 当再热蒸汽压力超过低压旁路设定值时安全阀就立即跳起, 则旁路的容量可选为 50%~60%。

(3) 低压旁路的容量还应根据凝汽系统的经济核算来确定。蒸汽经过旁路系统时增加了减温水量, 最后进入凝汽器的流量已大大超过旁通的蒸汽量, 甚至超过机组额定负荷进入凝汽器的流量。这样, 就要增大凝汽器的容量, 也就是要增加投资。这种情况下, 就要对增加的投资与限制旁路容量、再热器向空排汽的损失作一经济核算, 以选用合理的配套方案。一般条件下, 较为经济合理的配套方案是不增大凝汽器容量, 低压旁路的容量限制在 60% 左右。

## 5 我国机组上采用的旁路系统

我国自 20 世纪 60 年代生产再热机组以来, 已设计制造了多种形式的旁路系统, 容量为 30%~100%, 各类机组上具有代表性的旁路系统见表 7.4-1。

表 7.4-1

### 我国各类机组上具有代表性的旁路系统

机组容量 (MW)	锅炉最大 连续出力 (t/h)	旁路形式	旁路容量		进/出口压力 (MPa)	进/出口 温度 (℃)	减温水量 (t/h)	传动方式	安装电厂
			(t/h)	(%)					
50	185	二级串联 一级 二级	80 93.5	43	13.9/2.65 2.5/0.59	540/336 540/160		电动	青山热电厂
125	400	二级串联 一级 二级	120 2×93.5	30	13.2/2.55 2.29/0.59	550/330 550/160	23 30.9	电动	秦岭电厂
200	670	一级大旁路	240	36	13.7/0.49	540/160	60	电动	朝阳电厂
200	670	三级旁路 一级 二级 大旁路	60 70 240	9  36	13.7/2.7~0.95 2.5~0.85/0.49 13.7/0.49	540/363 540/160 540/160		液动 液动 电动	朝阳电厂
200	670	二级串联 一级 二级	670 463.2	100 60	13.8/2.69 2.5/1.36	540/330 540/220	101.9 75.8	液动	徐州电厂
300	1000	一级大旁路 高压旁路	2×150 170	30 17	16.2/0.59 16.2/3.37	550/160 550/325	62 40	电动	望亭电厂
300	1025	二级串联 一级 二级	308 350.8	30 33	17.5/3.53 3.14/0.78	540/335 540/190	42.8 95.45	液动	沙岭子电厂
300	1025	二级串联 一级 二级	400 457.6	39 42	16.7/2.41 2.20/0.86	537/322 537/174	57.6 149	液动	石横电厂
300	1025	二级串联 一级 二级	400 2×232.5	39 43	16.8/3.59 3.33/1.08	540/324 530/164	63.54 210	液动	石洞口电厂
600	2008	二级串联 一级 二级	600 2×343.3	30 30	16.7/2.41 2.21/0.59	537/322 537/158	86.3 2×114	液动	平圩电厂
600	1913	二级串联 一级 二级	670 796	35 39	24.2/4.55 4.1/0.59	566/315 566/158	126 255	液动	镇江电厂
1000	2952	二级串联 一级 二级	1181 1369	40 65	26.25/6.393 5.746/0.86	600/377.8 600/180	188 452	液动	玉环电厂
1000	2955	二级串联 一级 二级	2955 1920	100 65	29.8/6.404 5.756/0.45	605/400 600/135	459 670	液动	外高桥电厂

## 第5章 燃料输送系统

火力发电厂的燃料种类繁多,目前发电厂主要燃用化石燃料,即煤、石油产品、天然气、油页岩等。这些燃料按其存在的形态可分为固体燃料、液体燃料和气体燃料三大类。

### 1 固体燃料输送系统

固体燃料除了主要的煤炭以外,还有油页岩和石煤,以及一些工厂中的固体废料。我国煤炭资源十分丰富,地质储藏量达6000亿t,是我国目前的主要一次能源,约占一次能源的70%。我国火力发电厂以燃煤为主,发电用煤约占全国煤炭总产量的50%。本节所述的固体燃料输送系统就是指煤的输送系统。

#### 1.1 火力发电厂用煤分类

我国火力发电厂的用煤长期以来是按煤的碳化程度进行分类,把电厂的用煤分为无烟煤、烟煤、褐煤、贫煤和石煤。另外,电力部门在基于对锅炉热力工况影响较大的煤质指标分析的基础上,又把我国火力发电厂的用煤分为5大类(10小类)。5大类是:无烟煤、半烟煤、烟煤、褐煤和低质煤;10小类是:超低挥发分煤、低挥发分煤、中挥发分煤、高挥发分煤、超高挥发分煤、低发热量煤、超高灰分煤、超高水分煤、高硫煤和易结渣煤。

#### 1.2 输煤系统的设计原则

##### 1.2.1 设计范围

输煤系统的设计范围一般以电厂卸煤装置为系统的起点,通过各种设备如带式输送机、筛分破碎设备等,把厂外输送来的煤炭转送到锅炉的原煤仓,或输送到储煤场。

如果来煤煤种不同,则要根据锅炉燃烧和制粉系统的要求,设置2种或多种煤的混合装置;来煤中常混有木块、铁块等杂质,为保护胶带输送机等设备,需设置磁铁分离器和木块分离器等设备;如来煤颗粒较大,需设置碎煤设备;为了经济核算,需设置输煤计量装置;在输送和堆放过程中煤尘容易飞扬,为了保护环境,需有通风、除尘、水冲洗设施;根据电厂所在地的气温、雨量,还需有取暖和干燥棚等设施。现代化电厂中,为便于输煤系统的运行管理和统一调度,应当设置输煤系统的集中控制系统。

近年来一些电厂开始采用水煤浆燃烧技术。水煤浆是由65%~70%的煤粉、30%~35%的水和1%~2%的添加剂组成的。这类电厂需设置水煤浆管道、输浆泵、搅拌罐和加热器等设施。

##### 1.2.2 电厂耗煤量计算

根据锅炉制造厂提供的每台锅炉最大连续出力时的耗煤量 $B_{h1}, B_{h2}, B_{h3}, \dots$ , 计算电厂每小时的耗煤量

$$B_h = B_{h1} + B_{h2} + B_{h3} + \dots \quad (\text{t/h}) \quad (7.5-1)$$

根据电厂每日、每月、每年机组的运行小时数,计算每日、每月、每年的耗煤量

$$B_d = (20 \sim 22) B_h \quad (\text{t/d}) \quad (7.5-2)$$

$$B_m = 30 B_d \quad (\text{t/月}) \quad (7.5-3)$$

$$B_y = (6000 \sim 7000) B_h \quad (\text{t/年}) \quad (7.5-4)$$

##### 1.2.3 运输不平衡系数

在设计输煤系统时,由于厂外铁路、公路、水路来煤的

不均匀性,故电厂内部的输煤系统需考虑这些不利情况,即来煤过多的情况,并以运输不平衡系数 $K_b$ 来表示。

输煤系统的日计算受煤量为

$$M_d = K_b B_y / D \quad (7.5-5)$$

式中: $M_d$ 为日计算受煤量,t/d; $K_b$ 为运输不平衡系数,一般为1.2~1.5; $B_y$ 为全年耗煤量,t/年; $D$ 为全年计划来煤天数,t/年。

#### 1.3 输煤系统的布置原则

布置输煤系统应遵循下列原则:

##### 1.3.1 系统简明、灵活和可靠原则

电力生产过程的连续性和重要性决定了输煤系统必须安全可靠。锅炉原煤仓和煤粉仓一般只能储存8~12h的耗煤量,为此,大、中型电厂的输煤系统尤其是进入主厂房的带式输煤机部分都采用双路布置,卸煤机、碎煤机等需有备用设备,同时主设备和备用设备必须能自由切换,使系统具备足够的灵活性。但为了便于运行操作,系统必须简明。

##### 1.3.2 电厂最终规模和分期建设原则

在设计输煤系统时必须考虑电厂的最终规模和分期建设目标,做到长远结合。在设计输煤系统时一般以本期建设为主,兼顾今后的扩建。在电厂总平面布置上,确定电厂总容量时必须将卸煤设施、储煤场、上煤栈桥、混煤设施等的扩建考虑在内。某些建筑可以一次建成,而设备可以分期建造和安装。

##### 1.3.3 露天、半露天和封闭原则

输煤系统的露天、半露天或封闭布置主要取决于电厂所在地的气候条件。我国电厂中煤场多为露天布置,只有多雨地区才设置部分半露天的干燥场。卸煤设施如采用地下卸煤沟,则是封闭式的,其上部可视气候条件而定。碎煤机一般均在室内。煤场的带式输煤机多为露天布置,通向锅炉房的栈桥带式输煤机均布置在室内,只有少数小型电厂才布置为半露天式,即带式输煤机上加紧身罩壳。

##### 1.3.4 防止堵煤及煤尘飞扬原则

为防止原煤管、煤斗和煤仓内壁因黏结而产生堵煤现象,落煤管、煤斗和煤仓的斜壁都必须有一定的倾斜角度。筒仓结构的原煤仓,圆锥形出口段与水平面的夹角应大于或等于60°。对于一般煤种的非圆筒仓结构的原煤仓,其相邻两壁交线与水平面的夹角应大于或等于55°,而且其壁面与水平面的夹角应大于或等于60°;对于储存高水分褐煤或易爆烟煤的原煤仓,其相邻两壁交线与水平面的夹角应大于或等于65°,其壁面与水平面的夹角应大于或等于70°。对易堵煤种,在煤仓出口处宜衬摩擦阻力小的衬板或加装振动装置。在寒冷地区,煤仓还应有防冻保温措施。

在卸煤、输煤、破碎筛分过程中易引起煤尘飞扬,污染环境,有损操作人员健康。因而在设备选用和布置时,一方面要尽可能减少煤尘飞扬;另一方面要采用吸风除尘装置,使这些区域的空气含尘量不超过10mg/m³。

##### 1.3.5 便于运行、维护和检修原则

布置输煤系统时,为便于运行、维护和检修,还应考虑下列几点:



- (1) 应有运行、维护和检修的通道、平台、场地和净空高度。
- (2) 应有巡回检查场地和值班操作间。
- (3) 应有防止噪声的隔声措施。
- (4) 应有检修用的起吊设施、搬运通道和场地。
- (5) 应有足够的供电动工具用的电源插头。
- (6) 地下卸煤沟应有足够的照明亮度和自启停的排污水泵。

1.4 输煤系统的主要设备

1.4.1 卸煤装置

根据厂外运煤条件、卸煤时间要求、电厂耗煤量等因素来设计电厂内的卸煤装置。目前主要包含陆路卸煤和水路卸煤。卸煤机械的出力应根据电厂的耗煤量来确定。

大型发电厂陆路卸煤主要是铁路来煤。电厂内按卸煤要求设置重车线、空车线、机车行走线，条件适宜时，宜按重车线—卸煤装置—空车线贯通布置。严寒地区的电厂，当铁路来煤冻结难以卸煤时，应有解冻设施，设置解冻线。

卸煤装置主要有卸煤栈道、翻车机卸煤、缝式煤槽加螺旋卸煤机等。大型电厂宜采用翻车机卸煤，耗煤量在 300~800t/h。若电厂容量在 600MW 以上，宜设置几台翻车机。

水路卸煤应根据航道、运煤船舶、电厂耗煤量、泊位年营运天数等因素来决定码头长度和卸船设备。卸船设备的选择应满足船型、水位等方面的要求，其出力和台数与航道部门提出的卸船时间有关。一般全厂的卸船设备不应少于 2 台，其设备的总出力不应小于全厂耗煤量的 300%，当一台检修时，其余设备的出力不应小于全厂耗煤量的 150%。

1.4.2 带式输送机

带式输送机主要用于向锅炉房上煤和煤场运煤。向锅炉房上煤时一般布置双路带式输送系统，每路带式输送机的出力应达到全厂锅炉最大连续蒸发量时总耗煤量的 135%~150%。运煤带式输送机向上输送时，斜升倾角宜用 16°，不应大于 18°；向下输送时不宜大于 12°。根据电厂当地的气候条件，运煤带式输送机的栈桥可采用封闭式、半封闭式和露天式。

带式输送机的额定输煤量为

$$B = Kb^2vp \tag{7.5-6}$$

式中：B 为额定输煤量，kg/s；K 为断面系数，见表 7.5-1；b 为胶带宽度，m；v 为胶带速度，m/s，按表 7.5-2 选取；ρ 为煤的堆积密度，t/m³。

表 7.5-1 胶带的断面系数

胶带宽度 b (mm)	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
断面系数 K	320	345	360	375	385	410	420	425	430

表 7.5-2 胶带最大速度

胶带宽度 b (mm)		500、650	800	1000、1200	1400~2000
胶带速度 v (m/s)	端部卸煤	1.6	2.0	2.5	2.5~3.15
	中部卸煤	1.6	2.0	2.0~2.5	2.0~2.5

在下列几种情况之一时，带式输送机可采用双滚筒驱动：

- (1) 较长的水平布置、可逆转的带式输送机。
- (2) 计算的驱动系数超出单滚筒所能满足的范围。
- (3) 驱动功率超过 280kW。
- (4) 需要降低胶带最大张力时。

应根据煤种、工作环境温度、运行时的张力等因素来选用带式输送机的胶带。一般采用织物芯胶带，其芯体材料和层数

应根据运行时的最大张力来确定，一般有 4~8 层。当输送长度超过 300m、每厘米带宽工作张力超过 1.4kN 时，可采用钢绳芯胶带。工作环境温度低于 -5℃ 时，应采用耐寒胶带。

胶带覆盖胶的厚度与胶带种类、长度、给料条件、带速等有关。织物芯胶带输送原煤时，胶带上部覆盖胶厚度为 4.5~6.0mm，下部厚度为 3.0mm；用于破碎机后的输煤系统时，胶带上部覆盖胶厚度为 3.0~4.5mm，下部厚度为 1.5~3.0mm；钢绳芯胶带的上、下部覆盖胶厚度均为 6.0~8.0mm。

带式输送机的栈桥一般采用封闭式，气候条件许可时也有半敞开式和敞开式。半敞开式的通廊应有防雨设施，采用敞开式时胶带应有防雨罩。采用封闭式时，栈桥通道尺寸与胶带宽度的关系可参照表 7.5-3 选用。

表 7.5-3 栈桥通道尺寸与胶带宽度对照表 mm

胶带宽度	500~800	1000~1400	1600~2000
运行通道净宽	1000	1200	1400
检修通道净宽	700		
通道垂直净高	2200	2500	2800

1.4.3 筛分破碎设备

输煤系统中的筛分、破碎设备一般采用单级布置。筛碎后的煤粒大小应适合磨煤机的要求，一般不大于 30mm。

煤筛有固定式、振动式等类型，根据原煤的颗粒组成、水分、筛机特性、筛孔尺寸等因素来确定煤筛的额定出力。振动筛的筛分效率一般为 0.7；固定筛的筛分效率为 0.3~0.5，其筛孔宽度一般取限定筛下物最大粒度的 1.2~1.3 倍。

碎煤机的选型应根据煤质的坚硬度而定。坚硬煤质宜采用重型环式或反击式碎煤机，黏结性强、易堵塞筛孔的煤质宜采用锥式碎煤机。碎煤机的额定出力与其前面是否装筛分设备有关。碎煤机前无煤筛和出力可调的给煤机时，碎煤机的额定出力宜为输煤系统额定出力的 1.1~1.2 倍；碎煤机前无煤筛，但有可调给煤机时，碎煤机的额定出力宜与输煤系统的额定出力相等；碎煤机前装有固定筛时，碎煤机的额定出力宜不低于输煤系统额定出力的 0.7~0.8 倍；碎煤机前装有振动筛时，碎煤机的额定出力宜不低于输煤系统额定出力的 0.6~0.7 倍。

选用流化床锅炉（沸腾炉）的发电厂，送入炉膛的煤颗粒大小要求在 8~10mm，煤场需配备细碎设备。目前较好的设备有组合式齿辊破碎机，能适用于硬质煤种和煤矸石的破碎，最大出力达 800t/h，可满足各种容量的流化床锅炉的需要。

1.4.4 煤场及其设备

煤场容量按下列原则确定：

- (1) 经铁路干线输煤的电厂，煤场容量为全厂 15 天的耗煤量。
- (2) 不经铁路干线或采用单路长皮带输煤的电厂，煤场容量为全厂 5~10 天的耗煤量。
- (3) 水路输煤的电厂，煤场容量为全厂 15~20 天的耗煤量；水陆联运、海运为主的电厂，煤场容量为全厂 26 天的耗煤量。
- (4) 多雨地区建有干煤棚的电厂，干煤棚的容量为全厂 3~4 天的耗煤量。

煤场机械设备的出力和台数的选择原则是：堆煤能力应与卸煤装置的输出能力相一致；取煤能力应与进锅炉房的上煤系统出力相一致。

燃用混合煤的电厂，煤场内需专设混煤设备。

1.5 输煤系统示例

图 7.5-1 所示为沿海地区规划容量为 2400MW 的火力

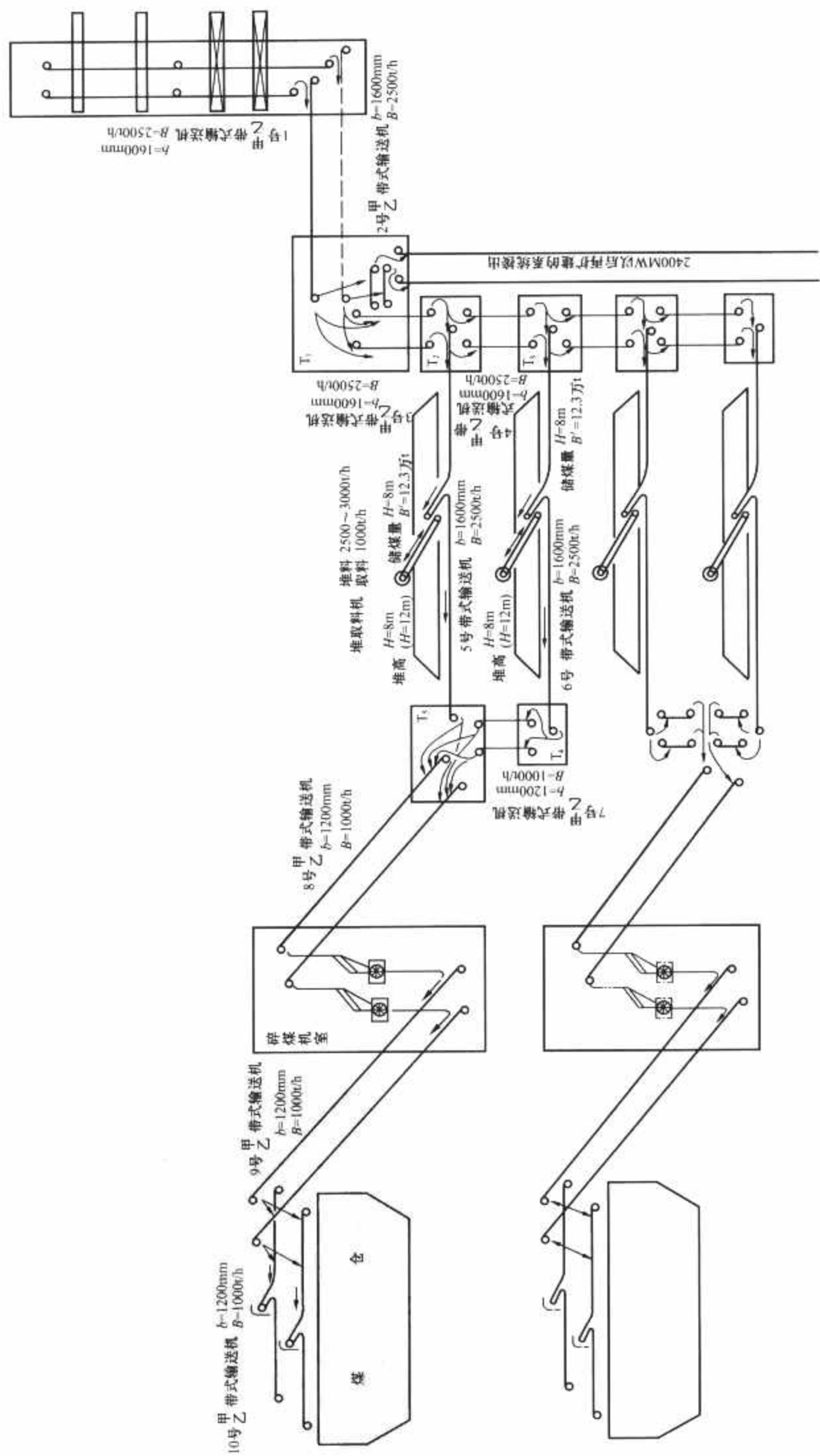


图 7.5-1 输煤系统示例  
 $b$ —胶带宽度;  $B$ —输送煤量;  $H$ —堆煤高度

发电厂的输煤系统,其工作流程如下:卸煤机抓斗从船舱抓煤,通过码头上的1号带式输送机,将煤水平输送到码头一端,然后由2号带式输送机将煤送到1号转运站(T1);1号转运站的落煤通过3号带式输送机送入2号转运站(T2);2号转运站的落煤分两路,一路经5号带式输送机送入煤场的堆取料机,另一路经4号带式输送机送入3号转运站(T3),并由6号带式输送机经另一台煤场的堆取料机到达4号转运站(T4),再通过7号带式输送机,与5号带式输送机一道送入5号转运站(T5);5号转运站的落煤通过两条8号斜升带式输送机送入碎煤机室,其中经过煤筛和碎煤机粉碎后的原煤经9号斜升带式输送机送入锅炉房,再由10号带式输送机将煤分配至各锅炉的原煤仓。

## 2 液体燃料输送系统

火力发电厂中的液体燃料主要是各种石油产品,主要有:重油(燃料重油、渣油)、柴油(轻柴油、重柴油)、原油。我国电厂以煤为主要燃料,只有启、停频繁的专用调峰机组或某些渣油资源丰富的地区才建造燃油电厂。但即使是燃煤电厂,锅炉点火或低负荷助燃还需用一定量的燃油。

### 2.1 厂外输送系统

燃油的厂外输送方式有油罐车、油驳船、输油管输送,应根据油质、输油量和输油距离等来综合考虑。对于年耗油量较小、输送距离较短的发电厂,宜采用汽车输送方式;对于年耗油量较大、输送距离较远的发电厂,宜采用铁路油罐车或油驳船输送;对于年耗油量较大、输送距离较近的发电厂,宜采用管道输送方式。

### 2.2 油的储存

燃油输送到电厂后,厂内需有储油罐储存。一般燃油电厂宜设3只储油罐,其中1只加热脱水,一只卸油,一只向锅炉房供油。只供点火和低负荷助燃用油的电厂,当点火油和助燃油为同一种油时,宜设2只油罐,一只储油或脱水处理,另一只向锅炉房供油;当点火油和助燃油为不同油种时,两种油各设2只油罐。

#### 2.2.1 油罐的类型和容量

电厂内的油罐有地下式、半地下式和地上式,常用钢材或钢筋混凝土建成。油罐的容量与锅炉的容量和输送距离有关。以铁路输送,距离大于1000km,油罐的总容量应为15天的耗油量;距离在300~1000km,油罐的总容量应为10天的耗油量;距离在300km以内,油罐的总容量应为5天的耗油量。短距离(20km以内)以管道输油的发电厂,电厂内油罐的总容量应为2~3天的耗油量。

#### 2.2.2 油罐设施和布置

油罐应配备加热器、计量设备和供检修的设施。加热器的设置应按油质而定,原油、重油和渣油的油罐内均需设加热器,原油的加热温度宜为50℃,重油和渣油加热时,钢油罐宜加热到90℃,钢筋混凝土油罐宜加热到80℃。加热器有蛇形管式、分段式和局部式,加热介质均为蒸汽,其汽压大多采用500~800kPa。

油罐应集中布置,四周应有1.5~2m的防护堤,堤顶设有巡回通道,区内设消防设施。两油罐之间的净距离应大于较大油罐的直径。油罐的出油口中心标高应高出供油泵中心标高2~3m。

### 2.3 厂内供油系统

厂内供油系统是指从油罐到锅炉燃烧器的所有管路和设

备,包括过滤器、供油泵、供油管路、蒸汽伴热管、吹扫和疏水管路、回油管等。

#### 2.3.1 管路系统

一般电厂中均采用1级泵供油系统,只有管路较长、油黏度较高或油压要求较高时,才采用2级泵供油系统。从油泵到锅炉房的供油管一般为单根母管,各台锅炉的供油均从母管中接出支管,支管上设有快速切断阀和计量装置。与此平行的还有回油管,回油可接入油罐或油泵入口。

为了保证油路畅通,必须保持油温。油管可采用单独保温或与蒸汽管道集束保温。燃用黏度较高的重油或渣油时,油管需设置蒸汽伴热管,置于油管下方,两管间隙10~20mm。

所有油管的弯头、死角和每隔50~80m的平直段需设一吹扫点,吹扫管与油管轴线成60°角,朝向污油池。油管最高点和最低点分别设放气点和放油点。

#### 2.3.2 过滤器

为防止油中杂质损坏油泵和堵塞油喷嘴,保证阀门、仪表和管系的正常运行,必须装设过滤器。过滤器装在油罐前的,网孔尺寸为0.8~1.0mm;装在卸油泵前的,网孔尺寸为2~3mm;装在供油泵前的,网孔尺寸为0.5~0.8mm(接离心泵或往复泵)和0.2~0.45mm(接螺杆泵或齿轮泵)。

#### 2.3.3 油泵

输油系统中油泵按其功能可分为卸油泵和供油泵。可用于输油系统的油泵有离心泵、往复泵、螺杆泵和齿轮泵。离心泵适用于输送黏度小、压头低、流量大的燃油;往复泵适用于输送黏度大、压头高、流量小的燃油;螺杆泵适用于输送黏度为 $(21\sim 370)\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 、温度不超过80~100℃的燃油;齿轮泵适用于小容量燃油系统。

供油泵一般并联布置2~3台,其容量应满足最大一台泵停运时,其余泵的容量仍能满足全厂锅炉供油的要求。供油泵房宜地面布置,当电厂采用地下油罐时,供油泵房也应设在地下。

根据油管路系统的阻力和要求的油压,确定油泵的扬程。油泵进口流速应低于0.5m/s,通常取0.3m/s;出口流速取1~1.5m/s。

#### 2.3.4 油加热器

供油系统的加热器应用有单元加热制和集中加热制,电厂中多采用集中加热制,设备布置在供油泵房附近。加热器台数不应少于2台,运行中须有1台备用。常用的加热器有管壳式、套管式、内插式和盘管式。

加热器的容量和加热温度应按油质、燃烧器形式来确定,必须使炉前油的黏度能达到良好雾化的要求。对于机械雾化油燃烧器,炉前油的黏度应为 $(21\sim 30)\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ;对于蒸汽雾化油燃烧器,该值应为 $45\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。

加热器由蒸汽加热,蒸汽参数一般为0.29~1.27MPa、250~300℃。

#### 2.3.5 污油处理系统

污油处理系统的任务是回收燃油和保护环境。所有输油和储油设备定期吹扫下来的污油均送入污油池,然后进行污油处理。

污油处理系统包括污油池、污油泵、过滤器、油水分离装置等,其流程为:污油池→隔油→浮选→过滤→生物处理→油水分离。分离出来的油回收送至油罐;污水送至全厂污水处理系统,其含油质量浓度应小于10mg/L。

污油管道上均需设蒸汽吹扫点和伴热管,以确保污油管



畅通。蒸汽吹扫点的方向一律朝向污油池。

2.4 输油系统示意图

图 7.5-2 为各类输油方式的示意图。

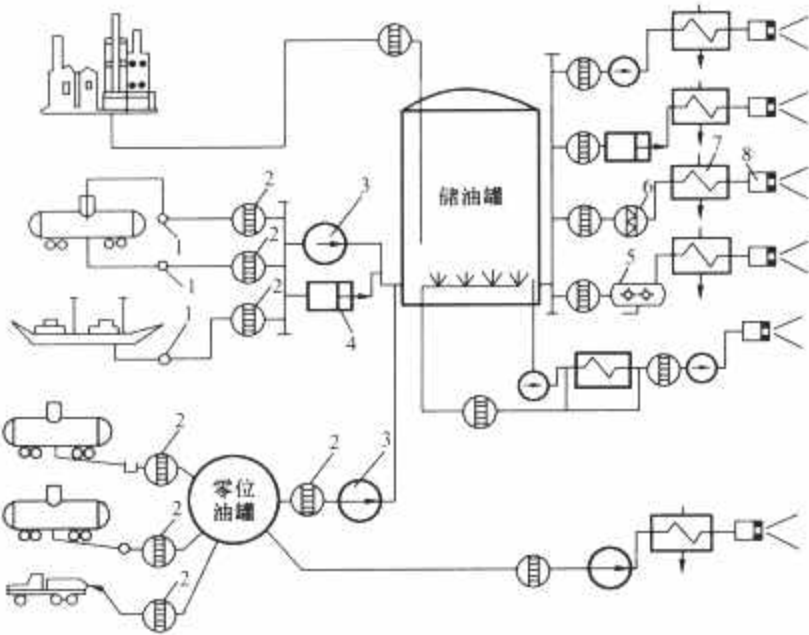


图 7.5-2 各类输油方式示意图  
1—集油管、槽；2—过滤器；3—离心泵；4—往复泵；  
5—齿轮泵；6—螺杆泵；7—加热器；8—油喷嘴

3 气体燃料输送系统

气体燃料主要有天然气、人工煤气和地下气化煤气。天然气包括：气田煤气、油田煤气、煤田煤气、水溶性煤气；人工煤气包括：焦炉煤气、高炉煤气、发生炉煤气、液化石油气；地下气化煤气是将未开采的煤在地下缺氧燃烧转换成煤气，是采煤的一种新途径。目前，我国火力发电厂燃用的气

体燃料主要是气田煤气、油田煤气、焦炉煤气和高炉煤气。气体燃料的输送方式主要采用压力管道输送，部分采用气体液化输送。

3.1 气体燃料发电厂的特点

气体燃料输送方便，是火力发电厂中最简单的燃料输送系统；气体燃料无灰、无渣，锅炉上无须吹灰、除渣设备，电厂中也无须除灰、排渣系统；气体燃料易燃、易爆，因此必须设置严密的防爆安全措施。

3.2 压力管道输送系统

该系统由厂外天然气输送干线配气站引出支管，将天然气送至发电厂的调压站。厂内输送系统包括调压站入口管道、调压站至各台锅炉的供气管路系统。

调压站的作用是将天然气的压力调整到锅炉所要求的范围。调压站设有调压器、过滤器和计量设备等。若天然气含有水或油，则还需设置脱水、脱油设备。

调压站至锅炉房可布置 1 根或几根供气管道。锅炉房内一般设 1 根供气母管，母管可布置在锅炉房墙外侧或室内较高的位置，以便天然气泄漏时可以向上自然疏散。从母管到各台锅炉的支管一般 1 炉 1 根，每根支管上需设截止阀、调节阀、快速关闭阀、计量设备和吹扫设备。

3.3 气体液化输送系统

在天然气产地，将天然气冷却压缩液化，然后装入特制容器，输送到电厂。现常用的有天然气槽船和槽车。运输和储存过程中，天然气温度要保持在 $-162^{\circ}\text{C}$ ，以防止天然气气化。为此，槽船和槽车必须是双壁金属罐，内层为超低温钢材，外层为碳钢，内外层间填以绝热材料。

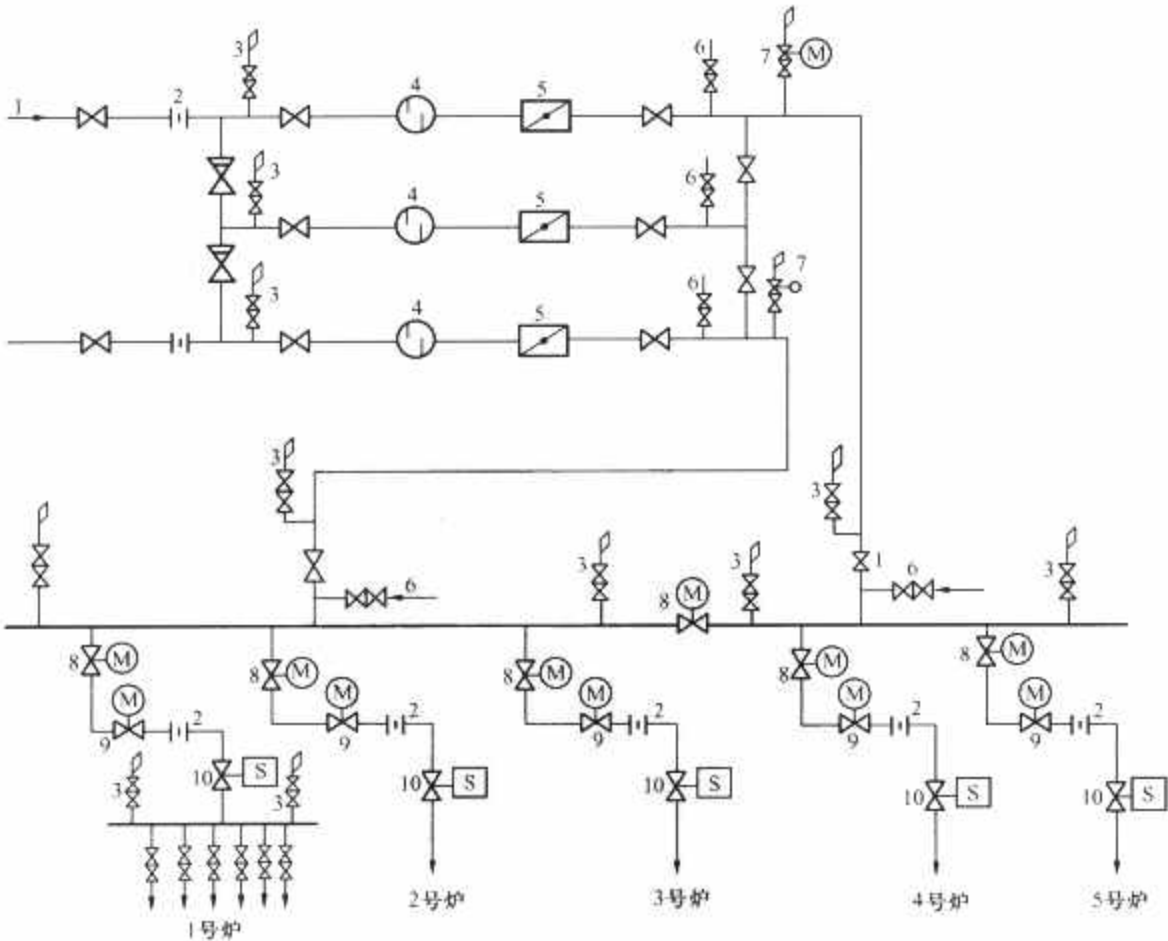


图 7.5-3 输气系统示意图  
1—进气管；2—流量孔板；3—放散管；4—滤水器；5—调压器；6—吹扫管；7—安全阀；  
8—电动截止阀；9—调节阀；10—电磁快速截止阀（图中未标注的阀门均为截止阀）

天然气输送到电厂内的液化气储罐，使用前还需要再气化。从液化气储罐到锅炉的输送系统包括输送泵、气化器、流量计和调节阀。

输送泵常用耐低温的浸没式电动泵，将液化天然气从储罐输入气化器。

气化器分常规气化量气化器和调峰高效气化器。锅炉正

常运行时，常规气化量气化器投入运行；锅炉高峰负荷时，调峰高效气化器也投入运行。气化器常为表面式热交换器，以一般水源为加热介质。

3.4    输气系统示例

图 7.5-3 所示为燃用天然气电厂的输气系统。

# 第 6 章 煤 粉 制 备 系 统

## 1 煤粉制备系统的分类和组成

煤粉制备系统（以下简称制粉系统）是火力发电厂燃煤锅炉必不可少的主要系统之一，其运行的安全可靠性和经济性直接影响到锅炉机组的安全可靠性和经济性。

### 1.1 分类

由于磨煤机形式和其所磨制煤质特性的不同，以及运行实际的要求，火电厂中采用了各种不同形式的制粉系统，其分类见表 7.6-1。



目前，在大型火力发电厂内普遍采用单元制的制粉系统。只有在一些特殊要求的情况下，或者是经过技术经济比较以后，证明条件确实优越于单元制时才选用集中制的制粉系统。

单元制中间贮粉仓式制粉系统的闭式系统中，有干燥剂作为一次风送粉（也称乏气送粉），或以一次风和三次风送粉，两种方式均得到广泛的应用。在开式系统中干燥剂全部排入烟囱的为全开式，部分排入烟囱的为半开式。开式系统比闭式系统复杂，只有在煤质水分很高、闭式系统无法应用时才被采用。

### 1.2 组成

制粉系统由原煤仓、给煤机、磨煤机、粗细粉分离器、贮粉仓、螺旋输粉机、给粉机、排粉机（一次风机）、乏气风机及其连接管道等组成。由于制粉系统的形式不同，因而设备的组成也各不相同。

## 2 单元制直吹式制粉系统

原煤经磨制、分离后，符合一定规格的煤粉直接供给锅炉燃用的系统称为单元制直吹式制粉系统。原则上各种形式的磨煤机都可以用于直吹式制粉系统，但最常见的是采用中速磨煤机和高速磨煤机。

直吹式制粉系统的优点是系统简单，操作简便、灵活，易实现自动控制，布置紧凑，钢耗少、占地小、单位制粉电耗低。

当锅炉配置直吹式制粉系统时，其运行磨煤机出力的总和就是锅炉的燃煤量，磨煤机运行工况的改变会直接影响锅炉的运行。磨煤机中的干燥剂既是输送煤粉的介质，又是进入炉膛的一次风量。制粉系统与锅炉设备之间必须随时保持燃料的供需平衡，才能适应出力变化要求以及保证稳定正常

的运行。

直吹式制粉系统又可以按照磨煤机内气流所处的通风压力，分为正压系统和负压系统两种，而正压系统又有热一次风机系统和冷一次风机系统。

### 2.1 直吹式负压制粉系统

#### 2.1.1 特点

在这种系统中，排粉机装在磨煤机的出口侧，磨煤机处在排粉机抽吸作用形成的负压状态下工作。它的优点是磨煤机内的气粉混合物不会向外泄漏，周围环境比较清洁。其缺点是排粉机的叶片容易磨损，一方面影响排粉机的运行效率和出力；另一方面需经常拆换排粉机转子和焊补叶片等，故检修、维护工作量增加，有时甚至影响出力。

#### 2.1.2 几种系统介绍

图 7.6-1 所示为带中速磨煤机的直吹式负压制粉系统。采用平盘磨煤机或 151 型（或雷蒙磨）磨煤机的直吹式系统均属此类。这类系统上没有设置防爆门。

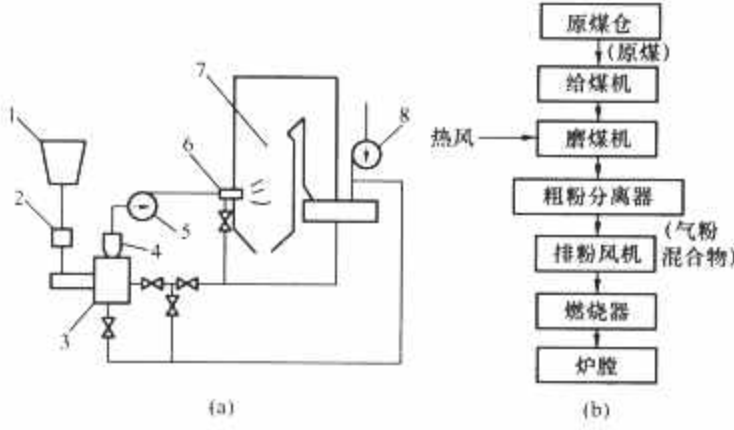


图 7.6-1 带中速磨煤机的直吹式负压制粉系统  
(a) 系统图；(b) 流程图

1—原煤仓；2—给煤机；3—中速磨煤机；4—粗细粉分离器；  
5—排粉机；6—燃烧器；7—炉膛；8—送风机

图 7.6-2 所示为带风扇磨煤机的直吹式制粉系统，适用于高挥发分、高水分、磨损性不强的褐煤。由于高水分、高挥发分的煤通常要在下降的进风管内用高温烟气（900～1000℃）进行预干燥，为避免一次风中的惰性气体及水蒸气对燃烧产生不良影响，在进入磨煤机的干燥介质中掺入总干燥剂量 40% 左右的热风，同时这股热风也起到调节干燥温度的作用，如图 7.6-2（c）所示。当磨制水分不高的烟煤时，仅采用热风干燥，如图 7.6-2（a）所示。

由于风扇磨煤机没有专门风机，仅靠自身的提升压头克服管道阻力，为减少烟风道阻力，磨煤机应尽量安装在炉膛附近。在炉膛抽出管道上应装设挡板，以便在磨煤机停运时与炉膛分隔。

带高速锤击式磨煤机的直吹式负压制粉系统适用于高水分和高挥发分的煤种。在煤粉管路及粗粉分离器上应装设防爆门。也有带钢球磨煤机的直吹式负压制粉系统，但很少采用。



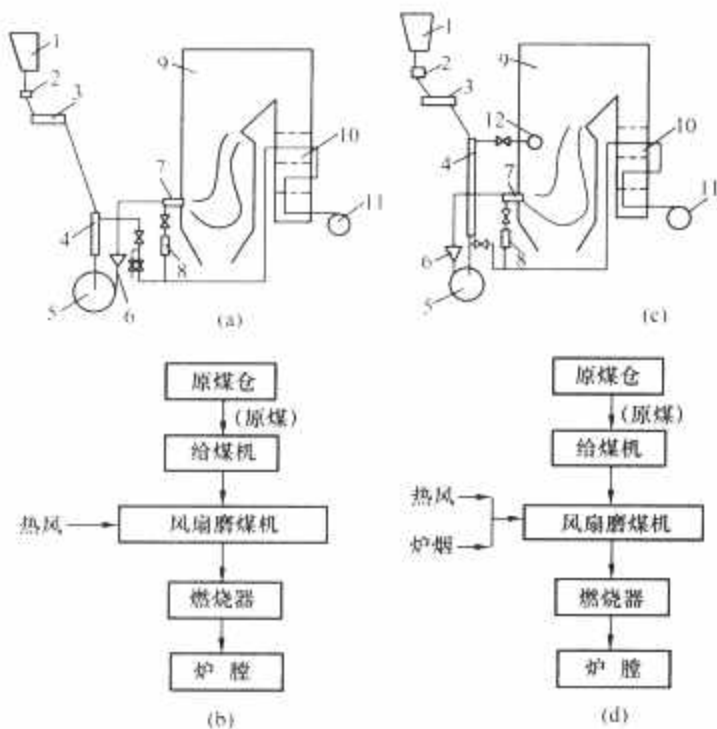


图 7.6-2 带风扇磨煤机的直吹式制粉系统

(a) 热风干燥系统图; (b) 热风干燥流程图;

(c) 热风—烟气干燥系统图; (d) 热风—烟气干燥流程图

1—原煤仓; 2—自动磅秤; 3—给煤机; 4—下行干燥管; 5—磨煤机; 6—粗粉分离器; 7—燃烧器; 8—二次风箱; 9—锅炉; 10—空气预热器; 11—送风机; 12—抽烟口

### 2.1.3 主要问题及其对策

(1) 排粉机的磨损。排粉机输送的是空气和煤粉的混合物，而且磨煤机所磨制的煤粉全部通过排粉机送到锅炉燃烧系统，故排粉机的磨损问题十分突出。排粉机的使用寿命一般为 2000~4000h，而且在这个运行期间，每隔一定时间还需要用耐磨金属焊条在局部严重磨损处进行堆焊。

为了延长使用寿命，通常使用前在排粉机叶片上堆焊耐磨金属或将叶片做成锯齿形，有时也采用其他耐磨措施。如在叶片上粘贴硬度 HR65~HR70 的凸凹钢玉片，使用寿命可延长到 1 年以上，也有采用氮化钨的护板，使其寿命延长到近 3 年。另外，还有对风机进行改型来延长排粉机使用寿命的措施。

(2) 排粉机运行的经济性低。由于排粉机所需风压较高，因此一般采用径向或前弯叶轮离心式风机，而这类风机的效率较低，通常在设计值的 70% 以下。在实际运行中，为了延长使用寿命，叶片工作面常做成锯齿形，焊上圆钢或堆焊耐磨金属等，因而增加了空气动力损失；另外，叶片工作面磨损后其型线被破坏，损失也会增加。因此，排粉机实际运行效率比设计值要低得多，一般仅达 40%~50%。

(3) 制粉系统中漏入冷风。由于该系统处于负压，就存在冷风的漏入问题，漏入量大小与整个系统的密封性好坏及给煤机形式关系很大。冷风漏入制粉系统不仅会增加通风电耗、降低磨煤机的干燥出力，而且还影响锅炉运行的经济性。

## 2.2 直吹式正压制粉系统

### 2.2.1 特点

在直吹式正压制粉系统中，输送介质的一次风机安装在磨煤机之前，磨煤机处在一次风机造成的正压状态中工作。风机输送的介质是比较洁净的空气（对热风机，空气中会含有少量细灰），叶片不受煤粉气流的磨损，因而这种系统适宜磨制磨损性强的煤种。同时，在这种制粉系统中不存在冷风漏入磨煤机的问题，故磨煤机的干燥出力较高，系统运行经济性较好。

### 2.2.2 几种系统介绍

在直吹式正压制粉系统中，一次风机可以放置在空气预热器前或后，因而所输送的空气温度也就不同。这样该类制粉系统又有带热一次风机和冷一次风机之分。这两种系统均不设防爆门，为了在发生爆炸时保护制粉设备，设计时计算压力不低于 343kPa。

#### 2.2.2.1 热一次风机正压系统

热一次风机正压系统中，一次风机置于空气预热器出口处，风机所输送的是从空气预热器出来的热风，其温度一般在 300℃ 以上。因此对风机结构有特殊要求，如为了防止热风在风机的压力侧沿风机轴与机壳之间的环形缝隙泄漏，常附加诱导叶片，使其固定在风机轴上，随同风机叶轮转动。另外，叶轮材质也比一般常温风机要求高。

为了确保磨煤机及制粉系统的密封，应设置密封系统。当配备专用密封风机时，为保证密封系统的可靠性，应有 100% 的备用量。

图 7.6-3 所示为带中速磨煤机热一次风机直吹式正压制粉系统。为了保证风机的干燥，风机前干燥剂的温度不应超过 350℃。

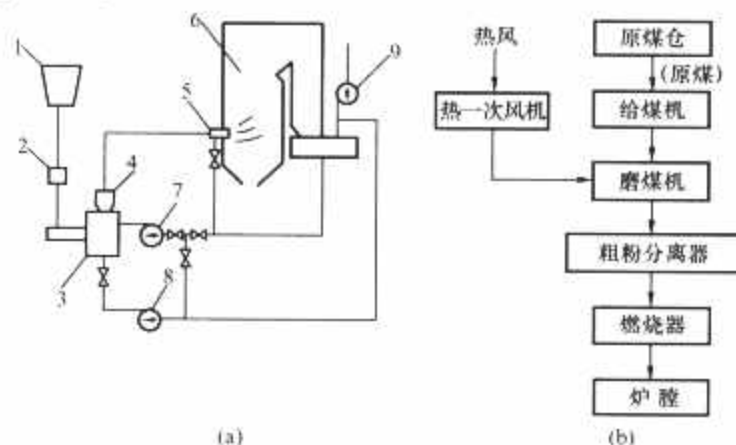


图 7.6-3 带中速磨煤机热一次风机直吹式正压制粉系统

(a) 系统图; (b) 流程图

1—原煤仓; 2—给煤机; 3—中速磨煤机; 4—粗粉分离器; 5—燃烧器; 6—炉膛; 7—高温风机; 8—磨煤机轴封风机; 9—送风机

图 7.6-4 所示为带竖井式磨煤机热一次风机直吹式正压制粉系统，热风或冷风、烟气混合物做干燥剂。当热风温度偏低或者没有空气预热器时可采用这种系统。在这种系统中，根据风机的可靠工作条件，干燥剂的温度不应超过 400℃。低负荷时可以停止干燥风机，此时磨煤设备工作靠磨煤机自身通风来维持。

该系统中炉膛抽气口到混合箱的烟道上不装设挡板。但为了调节磨煤机前干燥剂的温度，在混合箱至磨煤机的管路上应安装挡板，以便调节从炉膛中抽出的烟量。

#### 2.2.2.2 冷一次风机正压系统

这种系统中的送风机即冷一次风机安装于空气预热器之前，输送未经加热的常温空气。由于输送的气体温度低、体积小，故通风电耗低，运行的经济性和可靠性较热一次风机高。但由于冷一次风机除了要克服磨煤机及管路阻力外还要克服空气预热器的阻力，因此要求有较高的压头。为了提高运行经济性，将压头不同的一、二次风分开，由 2 种风机供给；将空气预热器的空气侧分为一次风仓和二次风仓，一次风机的空气通过一次风仓，送风机的空气通过二次风仓。而空气预热器的另一侧为烟气，这就共同组成三分仓回转式空气预热器。

由于一次风压头高于二次风，空气预热器要承受较高的

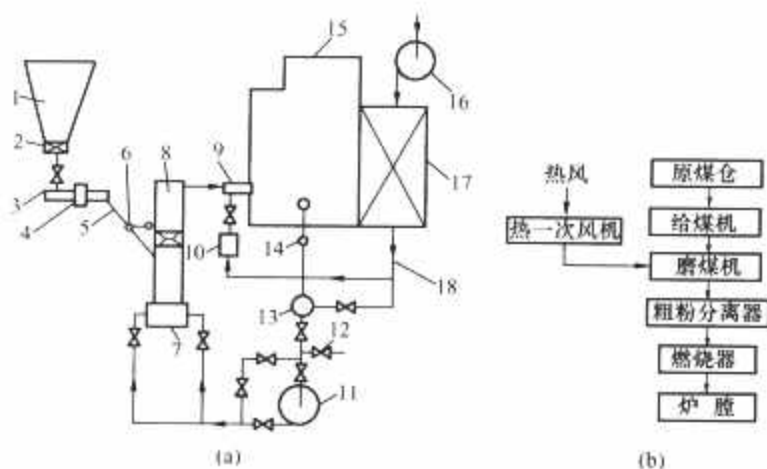


图 7.6-4 带竖井式磨煤机热一次风机直吹式正压制粉系统

1—原煤斗; 2—自动磅秤; 3—燃料闸门; 4—给煤机; 5—落煤管; 6—锁气器; 7—磨煤机; 8—分离器(竖井); 9—燃烧装置; 10—二次风箱; 11—干燥风机; 12—冷风门; 13—混合风箱; 14—烟道; 15—锅炉; 16—送风机; 17—空气预热器; 18—空气管道

风压, 因此对空气预热器的密封系统提出了更高的要求。

图 7.6-5 所示为带中速磨煤机冷一次风的直吹式正压制粉系统。

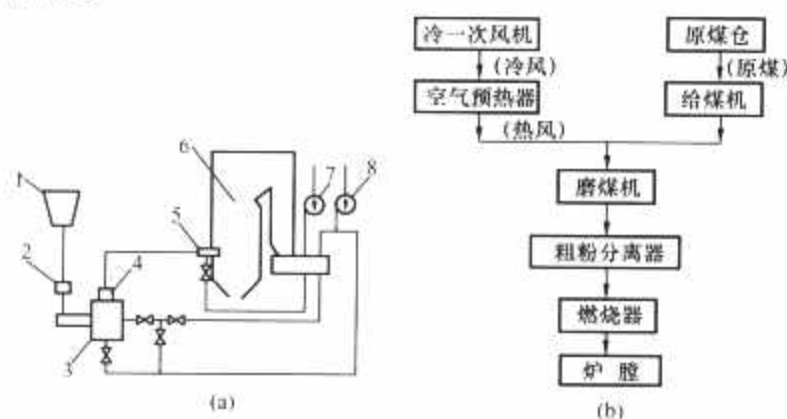


图 7.6-5 带中速磨煤机冷一次风的直吹式正压制粉系统

1—原煤仓; 2—给煤机; 3—中速磨煤机; 4—粗粉分离器; 5—燃烧器; 6—炉膛; 7—送风机; 8—高压送风机

### 2.2.3 主要问题

(1) 密封问题。由于磨煤机内处于正压状态, 因而在制粉系统及其设备各部件不严密处或动静部的间隙处易发生往外冒粉现象, 这就污染了环境, 甚至有粉漏入设备的润滑部位, 加速润滑油脂的恶化以至机件被磨损, 影响正常运行, 因此该系统的磨煤设备均需附加密封设施, 增加了系统的复杂性。

(2) 冷一次风机系统的空气预热器造价高。冷一次风机系统需配置三分仓空气预热器。由于一、二次风压差大, 一次风向二次风的漏风量高达 40% 左右, 故风机的裕量要比通常情况下高得多。为控制预热器漏风系数, 需采用密封自动跟踪系统, 因而提高了预热器造价。

(3) 热一次风机结构复杂、运行效率不高。高温风机不仅在结构上有特殊的要求, 而且运行可靠性也较差, 运行效率也不高。

## 3 中间贮粉仓式制粉系统

这种制粉系统中, 原煤经磨制、分离后, 符合一定规格的煤粉先储存在煤粉仓中, 然后根据锅炉燃烧的需要, 再从煤粉

仓经给粉机送入炉膛燃用。因此采用这种系统时, 锅炉运行过程中磨煤机的运行方式可以有一定的独立性, 使制粉系统可以在最佳工况下运行, 从而提高了锅炉运行的可靠性和经济性。

这种系统中一般采用钢球磨煤机, 只有少数电厂由于某些原因才采用中速磨煤机。

中间贮粉仓式(也简称中间贮仓式)制粉系统又可分为闭式和开式两种。闭式系统得到广泛采用, 而开式系统较闭式系统复杂, 只在煤质水分很高, 闭式系统无法应用时才被采用。

### 3.1 闭式系统

为了适应不同的煤种, 闭式系统又可以按其送粉介质分为干燥剂(乏气)送粉和热风送粉两种方式。

#### 3.1.1 干燥剂(乏气)送粉系统

这种制粉系统采用本系统内的干燥剂作为向锅炉送粉的一次风(通常称乏气送粉)。在该系统中, 虽然磨煤机处于负压状态, 但排粉机安装在细粉分离器出口侧, 输送的是被分离过的乏气, 排粉机仍有磨损现象, 其磨损程度与细粉分离器的效率有关。

此外, 排粉机还可以直接从空气预热器出口吸热风, 作为向锅炉送粉的一次风。这样在磨煤机停运时, 仍可由贮粉仓供应煤粉, 继续维持锅炉的运行。

燃用烟煤和褐煤时, 一般均采用这种制粉系统。

图 7.6-6 所示为带干燥剂送粉的钢球磨煤机中间贮粉仓式制粉系统。

图 7.6-6 (a) 适用于热风作为干燥剂的制粉系统。当原煤水分低时, 采用乏气再循环管, 其目的是提高钢球磨煤机中的干燥介质速度和降低钢球磨煤机前入口的干燥剂温度。

图 7.6-6 (b) 适用于水分高的煤。在这种系统中为了提高干燥剂的温度, 在干燥剂中添加了从炉膛中抽出的烟气。这种系统一般不需装设再循环管道。

为了提高煤粉制备的干燥能力, 可采用图 7.6-6 (c) 所示的系统。用烟气和热风混合物在干燥管中将燃料预先干燥, 在磨煤机中用热风对燃料进行最后干燥。这种系统的优点是大大提高了磨煤设备的出力; 缺点是系统复杂, 并增加了制粉所消耗的电费, 所以很少采用。

#### 3.1.2 热风送粉系统

图 7.6-7 所示为热风送粉的带有钢球磨煤机的中间贮粉仓式制粉系统, 其采用空气预热器出口的热风作为锅炉送粉的一次风。为此可专设一台高温一次风机, 也可不设高温一次风机而直接引自预热器出口。制粉系统内的干燥剂乏气作为三次风排入炉膛。

热风送粉系统适用于低挥发分贫煤、无烟煤或多水分、多灰分的劣质烟煤。此外, 若要求炉膛内达到较高的燃烧温度(如液态排渣炉和旋风炉), 亦采用热风送粉系统, 以利于煤粉迅速着火。热风温度为 350℃ 左右。

当磨制无烟煤屑或半烟煤时不装设防爆门。

### 3.2 开式系统

当磨制高水分的煤种时, 其干燥剂乏气数量大、温度低, 而且又含有大量水蒸气。若将其作为一次风或三次风全部送入炉膛, 必然会影响锅炉的燃烧工况。为此, 需要将全部或部分干燥剂(乏气)经再分离器后排入烟囱, 这就是开式系统。乏气全部排入烟囱的为全开式系统, 部分排入烟囱的为半开式系统。这两种系统若除尘设备管理不善或效率低, 就会污染环境。因此, 只有当闭式系统无法解决问题时才采用该系统。

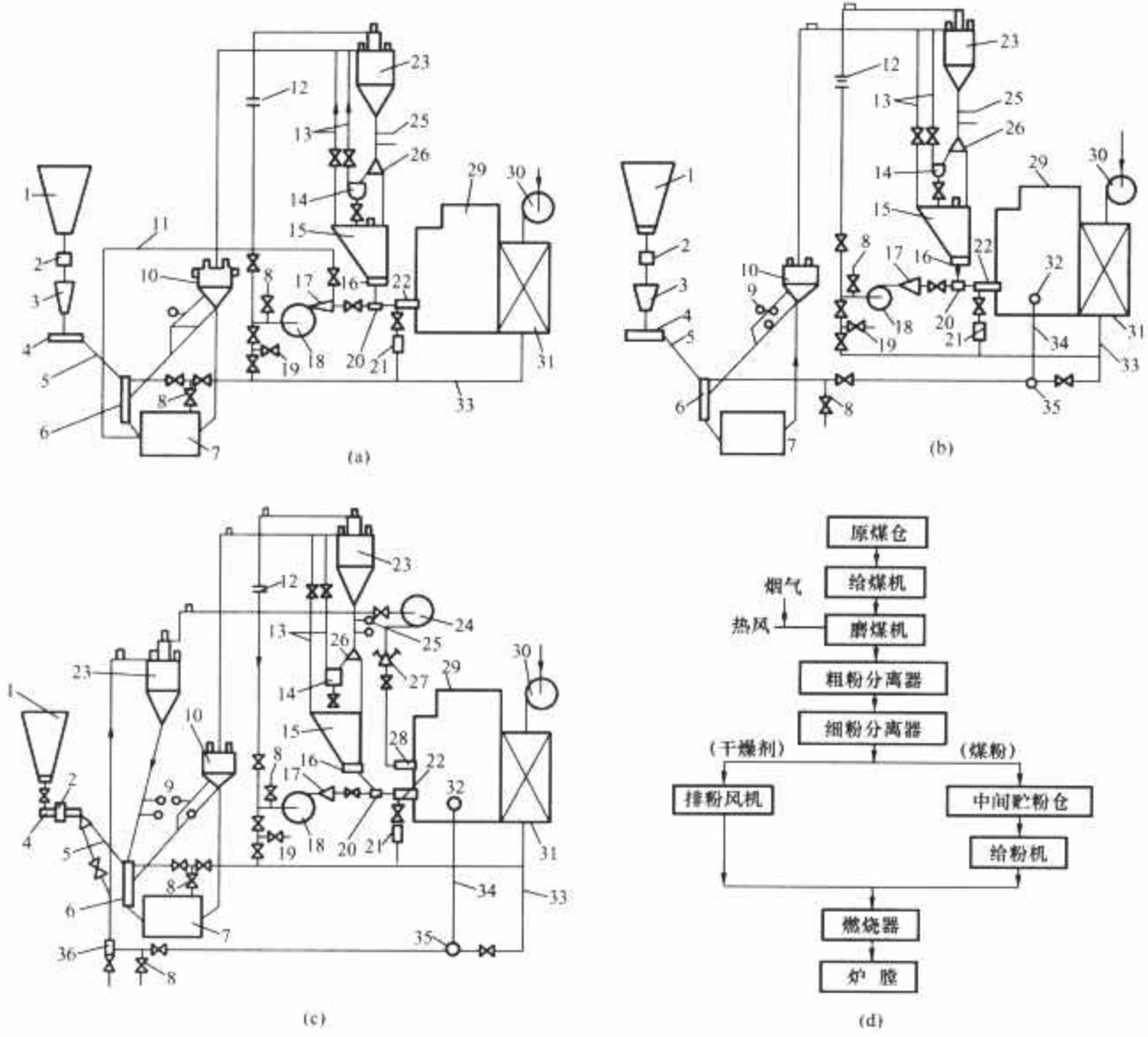


图 7.6-6 带干燥剂送粉的钢球磨煤机中间贮粉仓式制粉系统

(a) 用热空气作为干燥剂的系统图；(b) 用热空气和烟气混合物作为干燥剂的系统图；  
(c) 带干燥管的预先干燥设备的系统图；(d) 流程图

1—原煤斗；2—自动磅秤；3—称量斗；4—给煤机；5—落煤管；6—落煤干燥装置；7—磨煤机；8—冷风门；  
9、25—锁气器；10—粗粉分离器；11—再循环管；12—测量孔板；13—吸潮管；14—螺旋输粉机；15—煤粉仓；  
16—给粉机；17—一次风箱；18—排粉机；19—大气门；20—混合器；21—二次风箱；22—燃烧器；  
23—细粉分离器；24—干燥剂风机；26—换向阀；27—干燥管；28—喷气门；29—锅炉；30—送风机；  
31—空气预热器；32—抽烟气口；33—空气管道；34—烟道；35—混合风箱；36—杂物分离器

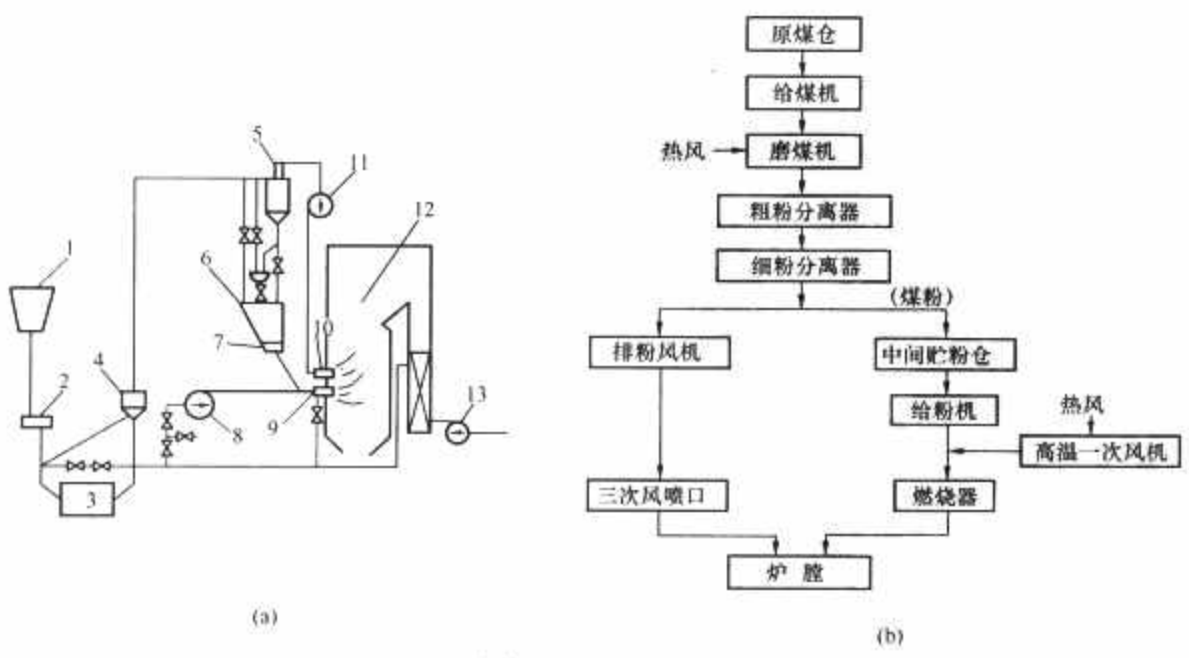


图 7.6-7 热风送粉的带有钢球磨煤机的中间贮粉仓式制粉系统

(a) 系统图；(b) 流程图

1—原煤仓；2—给煤机；3—钢球磨煤机；4—粗粉分离器；5—细粉分离器；6—中间贮粉仓；  
7—给粉机；8—高温风机；9—燃烧器；10—三次风喷嘴；11—排粉机；12—炉膛；13—送粉机



## 4 半直吹式制粉系统

半直吹式制粉系统是介于直吹式和中间贮粉仓式之间,兼具有两者特点的一种系统。但与中间贮粉仓式系统较为接近,故其可靠性比直吹式系统高。

### 4.1 特点

这种系统适宜于燃用低挥发分的无烟煤和贫煤的锅炉机组,其特点是:

(1) 有较低的风煤比,即有较高的煤粉浓度,例如对同一种贫煤的计算结果是:半直吹式制粉系统为  $0.8\text{kg}(\text{空气})/\text{kg}(\text{煤})$ ,直吹式制粉系统为  $1.54\text{kg}(\text{空气})/\text{kg}(\text{煤})$ ,而中间贮粉仓式制粉系统高达  $1.9\text{kg}(\text{空气})/\text{kg}(\text{煤})$ 。

(2) 有较高的一次风温。在半直吹式制粉系统中一次风送粉与磨煤机没有直接关系,且细粉分离器靠近炉膛,因此可以尽可能地提高一次风温度。一次风的温度和一次风中的含粉浓度对着火和火焰的稳定关系极大。高的一次风温和高浓度的一次风粉混合物,对低挥发分的贫煤和无烟煤的着火和稳定燃烧极为有利。

### 4.2 主要设备及其布置方式

半直吹式制粉系统的主要设备有原煤仓、给煤机、磨煤机、增压风机、粗粉分离器、细粉分离器、给粉机、混合器等。

半直吹式制粉系统中与每只燃烧器相对应配有一只细粉分离器(旋风分离器);其干燥剂(乏气)经顶部引出作为三次风直接进入炉膛。分离下来的煤粉由叶轮给粉机输入气粉混合器,并由增压风机来的一次风将煤粉送入炉膛。

## 5 集中制煤粉制备系统

集中制煤粉制备系统是将全厂所有锅炉用的煤粉集中磨制后供给各台锅炉燃用。集中制开式煤粉制备系统用于磨制高水分的燃料。

集中制制粉系统的主要优点有:

(1) 燃料被预先干燥,使任何水分的燃料都能可靠地使用。

(2) 锅炉能在大范围负荷变化时维持可靠的工作。

(3) 当锅炉燃烧干燥的燃料时,能减少吸风设备的电耗,并消除了选择磨煤设备方面的限制(如磨煤机的磨煤出力与干燥出力之间的牵制)。

(4) 在集中干燥中,动力设备的经济性可得到很大的提高。

(5) 制备系统可在最佳工况下运行,制粉及输送系统的电耗大大低于其他系统。

集中制制粉系统可分为纯集中制和混合制两种。混合制系统其干燥过程分为两步:在干燥器中干燥大部分水分,其余部分水分在锅炉前再按闭式循环进行最后干燥。对于特别湿的燃料可以采用这种混合制干燥设备系统。由于混合干燥降低了干燥程度,因而可以降低干燥设备的造价,并提高其可靠性,尤其对易爆炸的燃料来说这一点更为重要。

但是集中制制粉系统使系统特别复杂,设备及建筑物的初投资增大,对工作人员要求更高,管理更需严密。对于某些易爆炸的煤来说,该系统大大增加了危险性,因此,该系统要求备有特殊的能预先警报爆炸危险及防火灾的设施。

## 6 制粉系统的选择原则

### 6.1 一般规定

在选择磨煤机形式和制粉系统时,应根据煤的燃烧、磨损、爆炸特性、磨煤机的制粉特性及煤粉细度的要求结合锅炉的炉膛结构、燃烧器结构统一考虑,并需考虑设备投资、电厂检修运行水平及设备的配套、备品备件供应诸因素,以达到磨煤机制粉系统、燃烧装置和锅炉炉膛的匹配合理,保证机组安全经济运行。

当干燥无灰基挥发分大于19%的煤时,煤粉可形成易爆的气粉混合物,这对磨煤机及制粉系统的选择将产生较大的影响。

一般煤的燃烧性能可根据煤的挥发分来判断,但对于劣质烟煤和贫煤的燃烧性能需进行着火温度和可燃性指数的测定,甚至由实验室试烧来确定,并以此选择合适的制粉系统。

### 6.2 磨煤机及制粉系统的选择

(1) 磨制烟煤。当磨制中高挥发分( $V_{\text{daf}}$ 为27%~40%)、水分( $M_{\text{af}} \leq 15\%$ )及磨损性不太强的烟煤时,宜选用中速磨煤机直吹式系统。

锅炉蒸发量在410t/h以上、燃用烟煤并采用四角切圆燃烧时,不宜采用风扇磨煤机。

锅炉蒸发量在220t/h以下、燃用烟煤,按电厂实际情况可考虑采用风扇磨煤机。

当煤的磨损性很强,且系中挥发分( $V_{\text{daf}}$ 值为19%~27%)烟煤时,应选用钢球磨煤机中间贮粉仓式乏气送粉系统;如系中高挥发分( $V_{\text{daf}}$ 值为27%~40%)烟煤,则需考虑防爆,可选用双进双出钢球磨煤机直吹式系统。

(2) 磨制贫煤。在磨制贫煤时,当煤的磨制指数在“较强”以下,煤的燃烧性较好,且煤粉细度在磨煤机能满足其要求时,宜选用中速磨煤机直吹式系统。

当煤的磨制指数在“较强”以上,应选用钢球磨煤机中间贮粉仓式热风送粉或乏气送粉系统。

(3) 磨制劣质烟煤。劣质烟煤是指多灰分(大于40%)、低发热量(小于16.7MJ/kg)的烟煤和灰分大于32%的洗中煤。

大多数劣质烟煤燃烧性能接近于无烟煤或贫煤,极少数的燃烧性能较好,和普通烟煤相近。因此,应当根据煤的制粉和燃烧性能具体分析选择合适的制粉系统。

煤的燃烧性能可以用着火温度和可燃性指数进行初步判断(见表7.6-2),极少数燃烧性能较好且煤的磨损性能在“较强”以下时,宜采用中速磨煤机直吹式系统,否则应采用钢球磨煤机中间贮粉仓式热风送粉系统。

表 7.6-2 煤的热分析结果

参数名称	褐煤	烟煤	劣质烟煤	贫煤	无烟煤
干燥无灰基挥发分(%)	45~63	21~47	25~36	11~19	3~9
试样灰分(%)	17~47	12.5~40	40~63	16~35	17~44
着火温度(℃)	280~370	380~480	430~500	420~510	500~610
可燃性指数	3.9~1.4	2.3~1.3	1.5~0.6	2.1~1.3	1.5~0.4

(4) 磨制褐煤。磨制褐煤且煤的磨损指数小于或等于3.5时,应选用风扇磨煤机直吹式系统;磨损指数大于3.5时,且水分小于或等于15%,可以考虑采用中速磨煤机直

吹式系统；当水分大于 30% 时，可以考虑采用热烟和热风两介质干燥系统或冷烟、热烟和热风三介质干燥系统。当水分小于或等于 15% 时，应采用热风干燥系统。

(5) 磨制无烟煤。应采用钢球磨煤机中间贮粉仓式热风送粉系统，或半直吹式制粉系统。

7 制粉系统的爆炸及其防止

悬浮在空气中的煤粉是一种有爆炸危险的混合物，当有引火物时，混合物的爆炸既可以在煤粉制备系统内也可以在敞开的空间中（如锅炉房内、燃料输送系统中）发生。

当制粉系统爆炸时，表现为系统内压力骤然提高，使系统破坏，火焰喷射到外面，破坏设备和厂房、伤害人员。因此在制粉系统中，应根据所磨制的煤种采取有效的防爆措施。

7.1 爆炸原因

爆炸的主要原因是由于在系统中发生燃烧的火星，这是由于某些煤粉在系统中滞留时间太长，并与热气流不断接触，引起自燃。

煤粉的滞积通常发生在水平管的直区段或结构设置不正确的地点，在这里有可能使煤粉贮积下来。因此，不允许在煤粉管道（到燃烧器的管道除外）水平区段有袋囊、支管尽头以及连接几个系统的集管。

煤粉自燃的现象是由于燃料的缓慢氧化受温度的影响而加速。试验表明，这个过程快慢和着火温度、煤粉特性、颗粒大小有关，但无烟煤屑的煤粉在此情况下不受影响。温度是保障制粉系统安全的主要因素之一，因此，应根据煤种和制粉系统形式限制温度。

7.2 爆炸压力

若煤粉制备系统中的各元件均按压力大于或等于 294kPa 来计算，装备就可以防止破坏。但是这样的防护方法需要消耗大量的金属，增加投资。通常的办法是根据制粉系统的类别采取不同的措施。在正压制粉系统，采用提高耐压能力的方法；在负压制粉系统中则采用防爆门，制粉系统应按 147kPa 的压力来计算。

7.3 防爆措施

7.3.1 一般规定

(1) 可燃基挥发分超过 20% 的煤粉，制粉系统中均需设置防爆装置。

(2) 采取措施防止爆炸气粉的形成，例如将危险的部件置入惰性气体中。

(3) 对有危险的部件要设有防止爆炸影响的措施，如采用耐压型抗冲击的结构。

(4) 爆炸压力可通过防爆门泄放，泄压装置只许使用自动关闭型；放出气体必须安全地排入大气，必须使用如快速关闭阀、旋转式密封装置一类的有效闭锁装置或自动灭火器，防止爆炸传播。

7.3.2 不受惰性气体保护的设

燃用可燃基挥发分超过 20% 的煤粉，设备又无惰性气体保护，则必须满足下列要求：

(1) 给煤机和落煤管必须具有抗 150kPa 压力的抗击结构。

(2) 磨煤机、粗粉分离器和机械式集粉器必须具有抗 200kPa 压力的抗击结构。

(3) 输粉管道及其附属的节头和膨胀节必须具有抗 200kPa 压力的抗击结构。

(4) 磨煤机的热风管道在 5m 范围内必须具有抗 150kPa 压力的抗击结构。

(5) 煤粉仓及与其直接相连的分离器必须具有抗 400kPa 压力的抗击结构，并设置自关闭防爆门，以降低临界爆炸压力。这种情况下系统内的爆炸压力最大为 400kPa，可作为设计依据。

(6) 用于分离器细粉的静电和袋式除尘器，必须能承受 250kPa 的压力，使用袋式除尘器分离煤粉时，所有金属部件必须接地，以免感应静电。

7.3.3 受惰性气体保护的设

(1) 氧气超过允许值时，必须立刻采取措施降低到允许范围，例如通过水雾汽化的方式。若这种方式不可能，则设备必须停止运行。

(2) 氧量上限必须受自动控制装置监视。受惰性气体保护运行的设备，在运行期间有煤粉存在时必须保持惰性气体。

(3) 使用烟气或水蒸气作为惰性气体时，应有保护措施，防止温度降至露点以下。

7.3.4 磨煤机出口温度的限制

为确保制粉系统的安全运行，应根据磨制的煤质和制粉系统的设备形式在运行中限制磨煤机出口温度。表 7.6-3 列出了各类型磨煤机出口温度限制值。

表 7.6-3 磨煤机出口温度限制值		℃
测温点	空气干燥	烟气空气混合干燥
风扇式磨煤机直吹式粗粉分离器后	贫煤：150 烟煤：130 褐煤和页岩：100	贫煤、褐煤和页岩：100
钢球磨煤机中间贮粉仓式系统磨煤机后	贫煤：130 烟煤和褐煤：70	烟煤：120 褐煤：90
中速磨煤机直吹式分离器后	当 $V_{daf}$ 值为 12%~40% 时：120~70	

## 第7章 烟、风道系统

### 1 烟、风道的原则系统和布置

烟、风道系统包括冷风道、热风道和烟道，与这三类通道相关的设备有送风机、引风机、一次风机、密封空气风机、烟气再循环风机、空气预热器、燃烧器、暖风器、除尘器、脱硫装置和烟囱等。与这三类通道相关的元件有风门、补偿器（膨胀节）、防爆门、人孔门、吹扫孔和消声器等。

烟、风道系统要满足如下要求：

(1) 系统连接合理，输送介质的能耗最小。这就要求系统中应避免介质节流管段，风机尽量设置在介质温度最低和漏风最小的地方。

(2) 烟、风道形状合理，尽可能采用圆形截面和通用的管件。异形管件要考虑制造和运输，尽可能减少介质的局部阻力。

(3) 介质流速合理，要采用 DL/T 5121—2000《火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程》所推荐的介质流速，以节省运行费用和基建投资。

(4) 设备选用合理，对设备要进行全面的技术经济比较，对制造厂家要进行资格审查。应优先选用效率高、电耗低、可控性好、负荷适应性强、抗腐蚀、耐磨损、检修方便、维护工作量小、噪声低的设备。

(5) 烟、风道布置合理，强度、刚度和热补偿等应满足安全运行和测试的要求。

烟、风道的原则系统是用来评价输送空气和烟气能量消耗的系统，是拟定全面系统的基础。

#### 1.1 单风机送风系统

这是最简单的送风系统，仅有 1 台送风机和 1 台引风机，如图 7.7-1 所示。送风机把冷空气送至空气预热器内加热，然后送至炉膛和制粉设备。送风机必须承担下列三项任务：

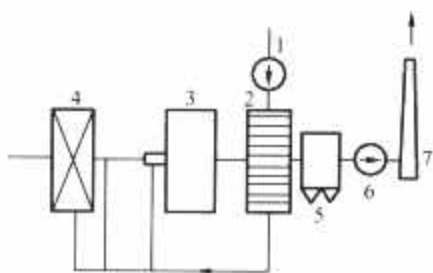


图 7.7-1 单风机送风系统

1—送风机；2—空气预热器；  
3—锅炉；4—制粉设备；5—除尘器；6—引风机；7—烟囱

(1) 向炉膛输送一次风，需克服从送风机经空气预热器、一次风管道到一次风喷口的所有阻力。

(2) 向炉膛输送二次风，需克服从送风机经空气预热器、二次风管道到二次风喷口的所有阻力。

(3) 向制粉系统输送燃料所需的干燥风，需克服从送风机经空气预热器到磨煤机的沿途管道和附件的所有阻力。

因此，送风机的提升压力应由三项中阻力最大的一项来确定。这样，送风机输送的总风量中只有一部分风量用了送风机的全压，而大部分风量则被节流减压，造成能量损耗。因此，单风机系统是不经济的，现代大机组上已很少使用。

#### 1.2 热一次风机送风系统

为了减少节流损失，在流动阻力最大的一次风管道上加设一次风机作升压用，如图 7.7-2 所示。这样就可降低送风机的压头，不但减少了节流损失，而且空气预热器内空气侧向烟气侧的漏风也减少。其缺点是一次风机输送的是高温空气，其比体积增大，使风机的体积增大、能耗提高。热一次风机送风系统也称为冷、热风机联合送风系统。

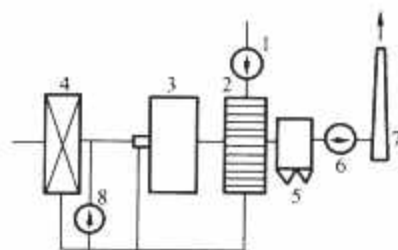


图 7.7-2 热一次风机送风系统

1—送风机；2—空气预热器；3—锅炉；  
4—制粉系统；5—除尘器；6—引风机；  
7—烟囱；8—热一次风机

#### 1.3 冷一次风机送风系统

为了改善热一次风机带来的不利影响，将一次风机布置在空气预热器之前，一次风机输送的也是冷空气。因此该系统也称为双冷风机系统。

冷一次风机有两种系统：一种是冷一次风机位于送风机之后，呈串联状态，如图 7.7-3 所示；另一种是冷一次风机和二次风机并列布置，如图 7.7-4 所示。

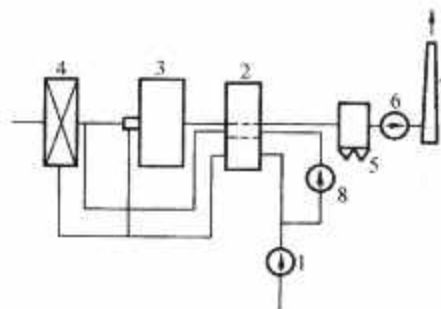


图 7.7-3 冷一次风机  
系统（串联型）

1—送风机；2—空气预热器；3—锅炉；  
4—制粉设备；5—除尘器；6—引风机；  
7—烟囱；8—冷一次风机

冷一次风机的优点是其输送的是冷空气，因而风机的尺寸小、材料要求不高、造价低，常温下运行，能耗低、可靠性高。



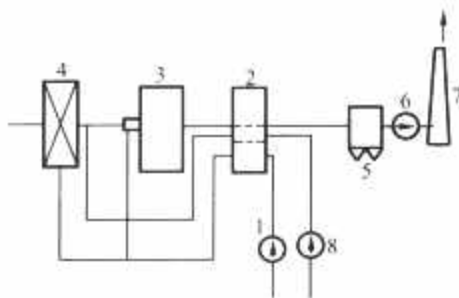


图 7.7-4 冷一次风机系统（并列型）

1—二次风机；2—空气预热器；3—锅炉；  
4—制粉设备；5—除尘器；6—引风机 7—烟囱；8—冷一次风机

#### 1.4 送风系统与空气预热器的匹配

送风系统必须与空气预热器相匹配。管式空气预热器只能配单风机送风系统和热一次风机送风系统。现代大型锅炉上均采用回转式空气预热器，按其烟、空气通道，可分为两分仓、三分仓和四分仓。单风机送风系统和热一次风机送风系统可用于两分仓的空气预热器，冷一次风机送风系统可用于三分仓和四分仓的空气预热器。

#### 1.5 冷风加热系统

为了防止空气预热器的低温腐蚀，最有效的办法是提高进入空气预热器的冷风温度，冷风加热系统就是为此目的而设立的。目前冷风加热系统主要有两大类。

##### 1.5.1 热风再循环系统

最简单的系统是将空气预热器出口的部分热风引回至送风机入口，从而提高进入空气预热器的冷风温度。中、小型锅炉上常采用这种系统。另一种系统是设置再循环风机，将空气预热器出口的热风送回至进口，与冷风混合；或再增设一台辅助空气预热器，部分冷风先在其中预热，然后再与主要冷风混合，进入主空气预热器。

##### 1.5.2 暖风器加热系统

暖风器加热系统就是用汽轮机的抽汽在暖风器中加热冷风，以提高进入空气预热器的冷风温度。暖风器可以布置在送风机之前或之后。由于暖风器要消耗一定量的抽汽，同时锅炉排烟温度会有所提高，暖风器的经济效益就需进行核算。通常认为抽汽压力不宜高于 196kPa。要求空气预热器的进口冷风温度达到 65℃ 左右的机组上，装暖风器的经济效益不明显；要求该温度高于 65℃ 时，装暖风器的经济效益才开始显露出来。

### 2 烟、风道的结构设计

在烟、风道系统布置确定后，可根据输送介质的物性和管道的工作条件进行烟、风道的结构设计。工作条件包括管道截面形状、管道材质与特性、使用状况（温度、压力、标高）、受力情况和自然条件（包括自重、风、雪、地震烈度、灰等荷载）。结构设计的目的就是使管道诸单元如壳体、框架、刚性肋（加强肋）、支吊架和保温材料等在材质、结构与性能上能满足使用要求。

#### 2.1 烟、风道设计步骤

一般情况下可按下述步骤进行烟、风道的设计：

- (1) 确定烟、风道在锅炉正常工况和最恶劣运行条件下所承受的最大风压和最高温度。
- (2) 按照锅炉热力和烟、风道阻力计算所确定的工质流

速、流量和温度，并参照烟、风道总体布置的要求确定各段烟、风道截面和尺寸。

(3) 确定烟、风道荷载及各支承点位置。

(4) 进行烟、风道总体及其部件的应力计算。

(5) 根据烟、风道总体布置及应力计算结果，进行烟、风道及其各部件的结构设计。

#### 2.2 壳体和框架

(1) 烟、风道的壳体除烟囱外一般均采用钢制结构，其材质、壁厚与截面尺寸按总体布置及应力计算确定，按 DL/T 5121—2000 进行选择。一般情况下风道常用 4~6mm 厚的碳钢板、烟道常用 6~10mm 的碳钢板构成。

(2) 各段烟、风道的连接端应用型钢组成的框架连接，以保证刚性及密封。

(3) 烟、风道壳体外部敷保温材料，高温烟道内壁敷设耐火材料（如烟气流再循环管道等）。水平烟道下部应布置灰斗或除灰孔，并考虑配置气力或水力除灰装置。

(4) 各段烟、风道的进出口端附近应加设人孔门，以便检修设备。

(5) 一些特殊场合如钢球磨煤机和高速磨煤机进口处的干燥管上应按规定加设防爆门。

(6) 烟、风道有关部件如弯头、变径管（扩散管、收缩管、方圆节头）、三通管以及管道内设置的导向叶片、导向板等元件的结构设计应参照有关设计规范或模化试验要求进行。

#### 2.3 刚性肋与内撑

(1) 烟、风道均应根据截面尺寸、承受压力、温度和各类负载的情况，通过应力计算加设刚性肋，大截面管道内部应装设内撑。只有小规格的矩形和圆形管道其壳体壁厚已足以承受各类负载的作用时可按规定不加设刚性肋。

(2) 刚性肋可用扁钢或型钢按一定间距在烟、风道壳体外部形成环形箍状，并与壳体焊牢。一般常用 4~8mm 厚的扁钢、5 号角钢或 10~16 号槽钢构成，间距取 600~1200mm。矩形管道转角处的刚性肋更要确保其焊接，以起到环箍作用。

(3) 烟、风道壳体内部支撑件常布置在多向应力作用较大的部位，如燃烧器风箱入口处的二次风道，省煤器出口到空气预热器的烟道，灰斗及各段烟风道的连接端。一般用型钢组成框架并用钢管连成桁架结构。大截面的矩形烟、风道宜采用带内撑件的横向加固结构。内撑件的间距、材质和尺寸以及节点连接方式均由计算确定。燃煤锅炉烟道内撑件的迎气流一侧应采取防磨措施。

#### 2.4 支吊架

所有的烟、风管道都应以合理结构的支架或吊架妥善支撑，支吊架是烟风管道的重要构件之一。布置、选用或设计支吊架，必须考虑它的强度与刚度，保证烟风道的稳定性，避免产生过大的弯曲应力，以满足热位移和热力补偿的要求。

##### 2.4.1 分类

支吊架按照使用条件和支点位移情况通常分为下述几类：

- (1) 固定支架。支点不允许有任何方向的位移。
- (2) 滑动支架。支点有水平位移，但无垂直位移。
- (3) 限位及导向支架。支点只允许在某一方向位移。

- (4) 弹簧支架。支点有垂直位移, 并有少量水平位移。
  - (5) 刚性吊架。吊点无垂直位移, 但有少量水平位移。
  - (6) 弹簧吊架。吊点有垂直位移, 并有少量水平位移。
- 有较大垂直位移的吊点可用恒力弹簧吊架, 其承受荷载基本不变。

#### 2.4.2 特点

烟、风道多为端点固定的管道, 属超静定的杆件结构, 其特点是荷重分配的不确定性, 即支吊点与支吊力的不确定性。对于烟、风管道而言, 可将管系简化为静定的管系来估算; 对于给定支吊力的吊点选用弹性支吊架, 其支吊力是可以通过调节弹簧人为给定的; 而给定变形条件时, 既可选用刚性支吊架也可选用弹簧支吊架, 但此时弹簧按给定变形条件所求得的支吊力来调整。在支吊力为给定值的场合, 可选用恒力支吊架。

#### 2.4.3 组成

支吊架一般由管部、连接部和根部三部分组成, 设计时可根据管部和根部代号的组合代替支吊架组装图。吊架拉杆直径由支吊点的最大荷载确定, 材料一般为 Q235-A 钢, 特殊情况根据强度计算选定。支吊架根部视生根对象、部位、受力特点等而进行选择。支吊架的典型结构形式见图 7.7-5。

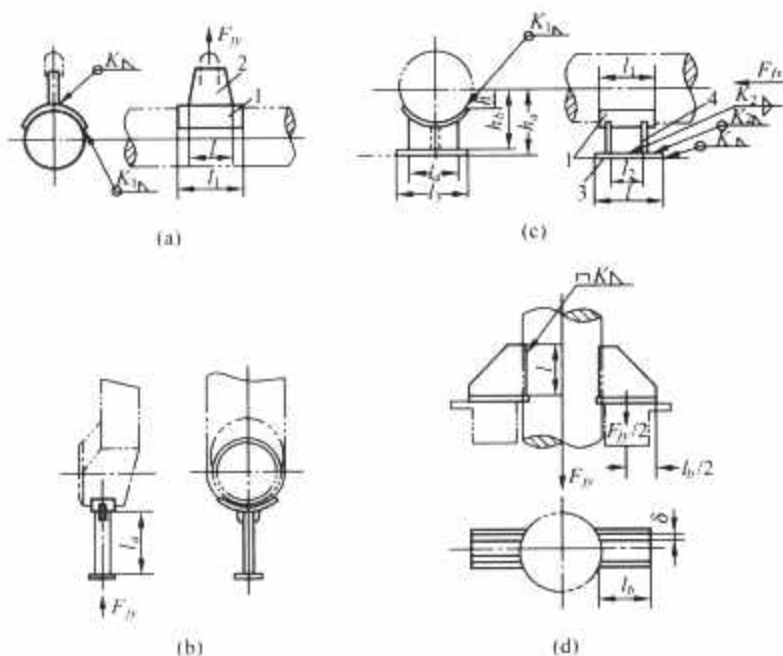


图 7.7-5 支吊架的典型结构形式

- (a) 水平圆形管道带加强板单拉杆吊架; (b) 风机进风箱支架; (c) 水平圆形管道带加强板支架; (d) 垂直圆形管道支架  
1—加强板; 2—吊板; 3—底板; 4—肋板

### 2.5 保温

烟、风管道的保温对保证工人安全、提高锅炉运行经济性有极大影响。

(1) 保温材料要求热导率小, 并具有一定耐压能力, 通常其热导率在温度为 50~100℃ 时应不超过 0.28W/(m·K)。

(2) 烟、风管道的保温结构是由主保温层和外敷保护层两部分组成, 其设计是否合理直接关系到保温效果。在保证热损失不超过标准热损失的前提下, 要求保温结构有足够的机械强度, 在自重和偶尔的外力冲击时不易脱落; 外敷保护层要有防水性能, 其耐压强度应不小于 785kPa。保温结构的施工、维修要方便, 外形力求整洁美观。最后还应考虑烟、风道受振动的防护和在与阀门、弯头和膨胀节连接处保温层的特殊措施。

(3) 烟、风管道常用的保温结构有胶泥结构、填充结构和包扎结构。

## 3 烟、风道的膨胀

### 3.1 膨胀与膨胀量

锅炉烟、风道的膨胀可按照设备连接点或固定点之间相互连接的各独立管段来考虑, 并注意与管段相连设备本身的热膨胀。在计算烟、风道膨胀量时应考虑连接端点的附加位移量。

膨胀量的计算常用公式为

$$S = a\Delta t l \quad (7.7-1)$$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

式中:  $a$  为计算温度下管道选用钢材的线膨胀系数;  $\Delta t$  为温差;  $l$  为计算管段的长度;  $t_1$  为管道壁温 (一般为介质温度);  $t_2$  为环境温度 (一般为室温)。

对于空间管系需分别计算三个方向的膨胀量。

### 3.2 膨胀节

烟、风道在受热膨胀受阻时会产生极大的热应力, 因此须在管道中布置能补偿膨胀引起的热位移的元件——膨胀节。电站锅炉烟、风道主要采用能吸收单向和空间三向热位移的膨胀节。此类膨胀节的结构形式常用的有金属与非金属两类。

#### 3.2.1 金属膨胀节

大型电站锅炉中应用较广的是全高型和半高型金属膨胀节, 其横断面为矩形, 四角转角以圆角过渡, 当然亦可根据用户要求设计圆形断面的膨胀节。标准型波型膨胀节如图 7.7-6 所示。

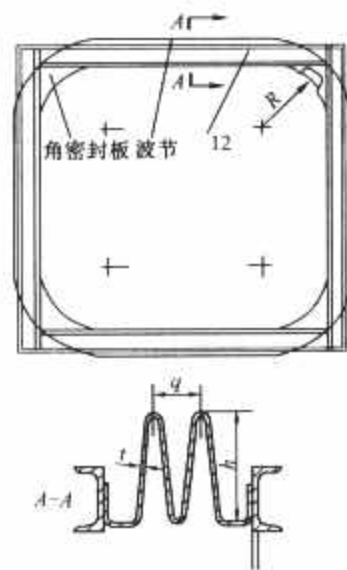


图 7.7-6 标准型波型膨胀节

(1) 金属膨胀节的选用原则。

1) 根据管系的应力、支承点分布及管道的热位移量进行选型计算。

2) 膨胀节的波节数由要求的设计位移量除以单波节允许的最大膨胀量得出, 对于承受双向或三向位移的膨胀节, 其波节数要通过合成计算来确定, 各种膨胀节的位移吸收量各不相同, 如按上述标准, 全高型每波节推荐的最大单向膨胀量为  $\pm 24\text{mm}$ , 半高型为  $\pm 12\text{mm}$ 。

3) 当烟、风道运行温度超过一定值时和荷载经常交替性变化等情况下, 按规定要对最大膨胀量作修正, 一般修正系数为 0.6~1.2。

4) 膨胀节在安装时可采取预冷拉办法, 以减少在工作状态下的热应力和减少膨胀节的波节数, 一般冷拉系数宜取为  $\pm 50\%$ 。



5) 膨胀节由于热位移而产生作用于风道轴线方向的热胀反力, 为此膨胀节应按照不同类型和波节数而选用相应的弹性刚度 (表示为每 1m 跨度上单波膨胀节每膨胀 1mm 的热胀反力牛顿数)。

6) 对于在水平方向 (垂直于风道轴线方向) 受较大剪切力的膨胀节, 需设计抗剪拉杆的特殊结构, 如图 7.7-7 所示。

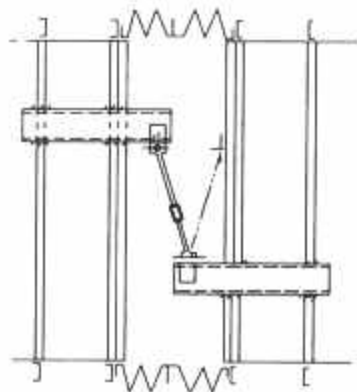


图 7.7-7 抗剪拉杆

7) 如果烟、风道一端的轴向作用力需通过膨胀节传递到烟、风道的另一端去支承时, 应设计特殊结构的推力型膨胀节。

8) 对于水平烟道的膨胀节, 为防止波谷间积灰影响膨胀性能及减少腐蚀, 在膨胀节的内圈常装设挡灰板。

(2) 金属膨胀节的材料。锅炉用的膨胀节常处于应力 (特别是交变应力) 与腐蚀双重作用下工作, 膨胀节材料应具有足够的强度, 较好的抗疲劳性能与延伸率。由于在管道中常承受高温应力腐蚀及低温化学腐蚀, 故不同管段所使用的膨胀节材料各不相同, 金属膨胀节常用下述 3 种材料制成:

- 1) 镍铬不锈钢。一般用于介质温度大于  $420^{\circ}\text{C}$  的管道, 或介质具有较强腐蚀性的管道, 锅炉不常使用。
- 2) 低碳钢。锅炉中用于低于  $420^{\circ}\text{C}$  的各段风道。
- 3) 考顿钢 (或其他抗低温腐蚀的材料)。锅炉中常用于各段烟道。

### 3.2.2 非金属膨胀节

非金属膨胀节是以性能优良的非金属材料经特殊工艺制作而成。非金属膨胀节广泛应用于需隔振、柔性连接的烟、风管道。非金属膨胀节具有下列特点:

- (1) 良好的柔性, 对设备及系统无反推力影响。
- (2) 单位长度内吸收位移量大, 且可吸收三维方向位移量。
- (3) 安装简单、更换容易。
- (4) 隔振效果好, 耐腐蚀。

## 4 风门

风门是电站烟、风道的重要部件, 它起着截止或改变输送介质流量与流向, 隔断管道与磨煤机、风机、除尘器、脱硫装置等联系的作用, 以便对这类设备进行试验或检修。风门的失效或泄漏会危及电站运行人员的安全, 会使机组功能及经济性下降。由于烟、风道系统中设置风门的技术要求与运行条件有关, 不同的运行条件要求不同性能的风门。主要的风门类别有关闭挡板风门、调节挡板风门和隔绝风门。

### 4.1 风门选择原则

(1) 在系统中起接通和切断作用, 并允许切断时介质有少量泄漏 (一般不大于 5%), 则可选用关闭挡板风门。

(2) 在系统中作切断用, 且不允许介质泄漏, 则宜选用隔绝风门。

(3) 在系统中起介质流量调节作用, 则应选用调节挡板风门。大部分调节性能优良的调节挡板风门均不起关闭作用。

(4) 根据烟、风管道截面和驱动轴位置, 应按最经济的规格选择风门。

(5) 按照风门布置处烟、风管道的工作压力及温度, 核算风门和推动轴强度, 以及驱动力矩。

(6) 根据运行及热控要求确定风门的驱动方式。

### 4.2 关闭挡板风门

(1) 关闭挡板风门用于锅炉烟、风道系统中作截断介质的元件, 具有全开、全关功能。通常布置于空气预热器烟气与空气侧的进、出口管道, 除尘器和引风机的进、出口烟道, 送风机与一次风机的出口风道, 磨煤机进口的冷、热风道等处。

(2) 关闭挡板风门在设计上要求结构轻巧, 泄漏量少和驱动力矩小, 在热态下挡板能灵活转动。

(3) 关闭挡板风门一般采取薄板冲压焊接结构, 它由外框架、挡板叶片、密封片、前后轴承及挡板连动件等五部分组成, 如图 7.7-8 所示。风门各组挡板穿出框架后与连动杆 (简称连杆) 相连, 其中驱动轴随驱动装置完成  $90^{\circ}$  方位的全开或全关动作。

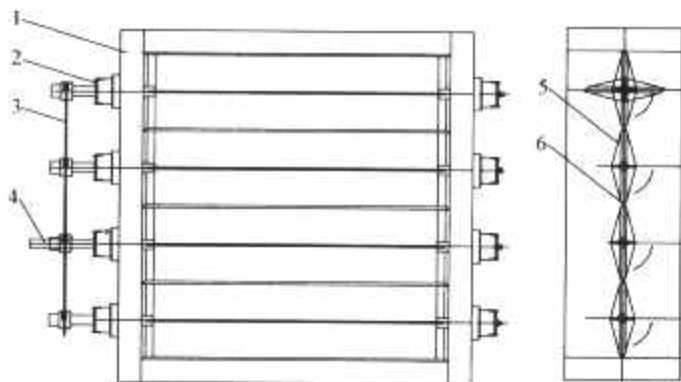


图 7.7-8 关闭挡板结构简图

- 1—框架; 2—轴承; 3—连杆;  
4—驱动轴; 5—挡板; 6—密封片

(4) 关闭挡板风门的关闭严密性可由以下指标来考核: 泄漏面积百分比, 即挡板与框架间的隙缝面积与框架内周面积之比; 实际泄漏量 ( $\text{m}^3/\text{min}$ )。用泄漏面积百分比表示的泄漏量与风门上、下游的压差密切相关, 故其值只能作粗略估算用而不宜作为定量考核指标, 要作定量考核时, 还必须采用实际泄漏量。

### 4.3 调节挡板风门

(1) 调节挡板风门用于烟、风道系统中作介质流量调节的元件, 对应其挡板转动  $90^{\circ}$  行程范围内可通过不同的介质流量。调节挡板风门一般布置在磨煤机、送、引风机入口的风道和烟气再循环系统烟道中。

(2) 调节挡板风门要求有良好的流线形形状和调节性能, 一般当挡板开度在  $25^{\circ}\sim 75^{\circ}$  范围内, 其阻力系数与开度之间应呈线性关系。图 7.7-9 所示为 3 种不同结构的调节挡板风门的调节特性曲线。其中, 相邻叶片相对转动形式 (即第 2 种) 的风门调节性能较另两种形式好。

(3) 调节挡板风门采取薄板冲压整体焊接结构, 由外部框架、挡板叶片、轴承与轴密封装置及挡板连动件等 5 部分



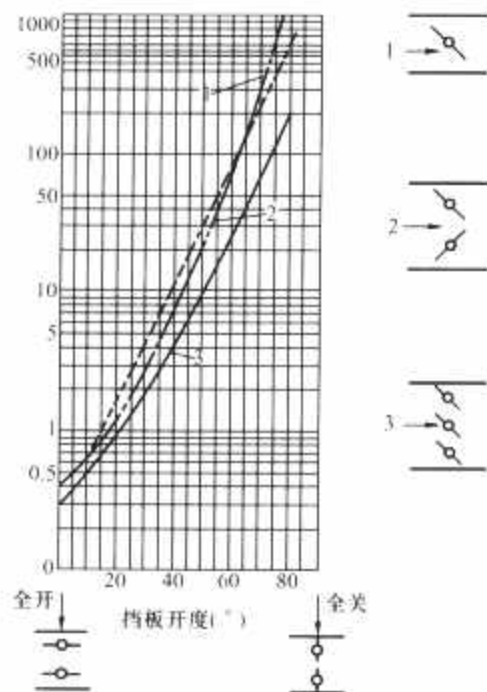


图 7.7-9 各类结构形式  
调节挡板风门的阻力特性

组成，如图 7.7-10 所示。调节挡板风门可借助框架翼与风道焊接或用螺栓连接。

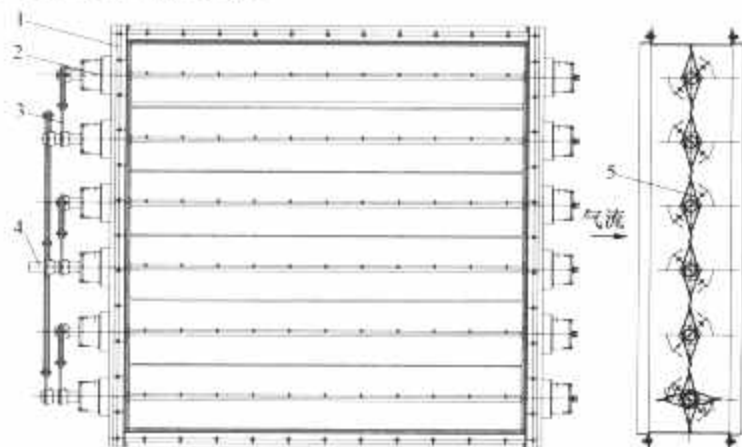


图 7.7-10 调节挡板风门  
1—框架；2—轴承；3—连杆；  
4—驱动轴；5—叶片

(4) 调节挡板风门的调节灵活性由电动执行机构来保证。驱动力矩要根据烟风道的流量、压力、温度以及轴承和连杆的结构来确定。还应考虑挡板开启时的防颤。执行机构驱动杆与挡板风门的连杆还可采用差动连接的办法来改善调节性能。图 7.7-11 所示为一种驱动杆转动  $120^\circ$  而挡板叶片只转动  $90^\circ$  的差动传动机构，图 7.7-12 所示为带有差动机构调节曲线的幅度拓宽情况。

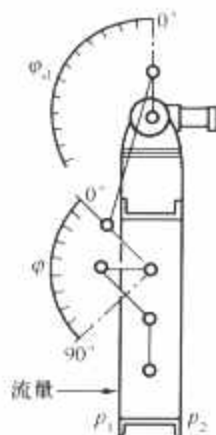


图 7.7-11 驱动杆  
连杆差动机  
构示意图

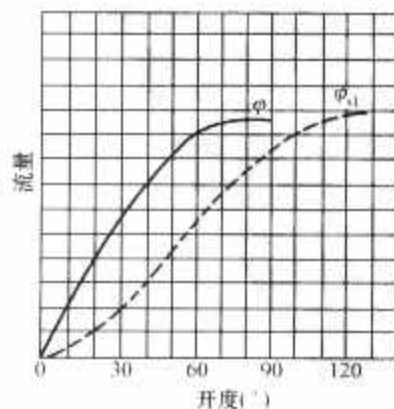


图 7.7-12 流量调节曲线  
 $\varphi$ —无差动机构；  
 $\varphi_d$ —有差动机构

## 4.4 隔绝风门

(1) 隔绝风门又称无泄漏隔绝门，它在烟、风道中起严密隔绝作用，对于烟、风道系统设备与管路的检修、事故切断尤其在正压系统中保护操作人员的人身安全十分重要。隔绝风门大致可分成两大类：一是挡板式密封隔绝风门（主要用于脱硫系统），二是闸板式隔绝风门（一般用于冷热风道）。

(2) 挡板式密封隔绝风门有两种构造：双轴双叶片、单轴双叶片。单轴双叶片如图 7.7-13 所示，它采用薄板冲压和整体焊接结构，风门本体有框架、挡板、密封片、前后轴承、轴密封装置、密封空气系统以及挡板叶片的连动杆等组件，框架与叶片用钢板整块冲压成型焊接而成，沿框架内侧四周及各相邻挡板叶片间均有弹性密封片。双轴双叶片是采用两组驱动轴带动两列叶片，在这两列叶片之间通过密封空气，从而达到对烟道烟气的隔绝密封功能。单轴双叶片则是由一组驱动轴带动一组中空的叶片，在叶片的上游和下游之间形成一个密封空气通道，由此来实现对烟道的隔绝密封功能。驱动装置采用电动或气动，驱动轴与驱动机构连接，使得各挡板按同一方向作  $0\sim 90^\circ$  方位全开、全关动作，此种状态的门主要应用于脱硫系统的进出位置。当作为脱硫系统的旁路门使用时，可在  $0\sim 90^\circ$  范围内任意调节，并在事故状态进行快开。根据风门在脱硫系统所处的位置不同，风门的材料采用碳钢、碳钢与 6Mo 钢复合材料。

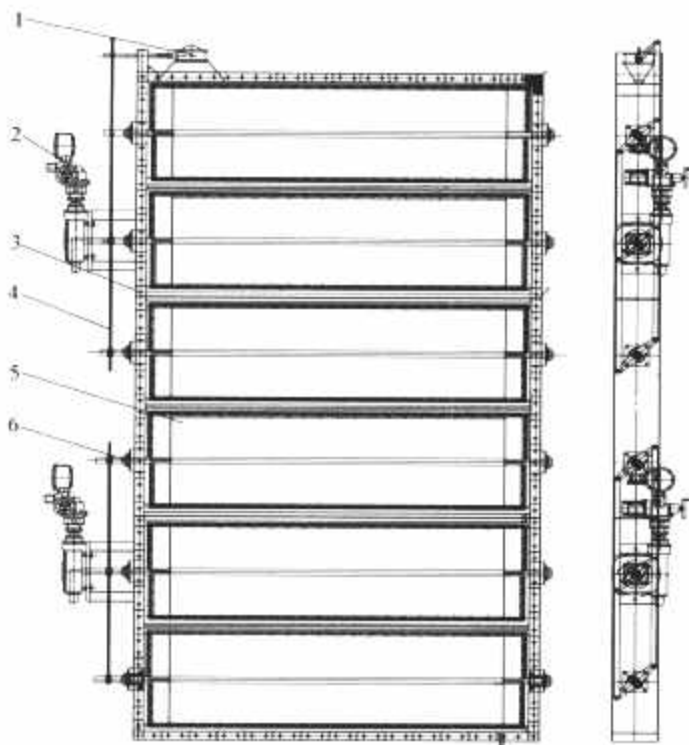


图 7.7-13 单轴双叶片挡板风门  
1—蝶阀；2—执行机构；3—框架；  
4—连杆；5—挡板；6—轴承

(3) 闸板式隔绝风门的框架结构如图 7.7-14 所示，它由框架、门板、锁紧装置、驱动装置（一般为气动）、密封装置、控制装置、吹扫系统等部分组成。框架由普通槽钢加工拼接而成，门板采用整体或组合型结构。闸板式隔绝风门工作原理主要是在风道内利用门在关闭时所受到的风压将门板上的密封填料面压在密封面上，并通过锁紧机构对门板施加外力，使门板上的密封填料面紧贴密封面；另外，将门在风道外部分作全封闭处理，从而杜绝了外漏。

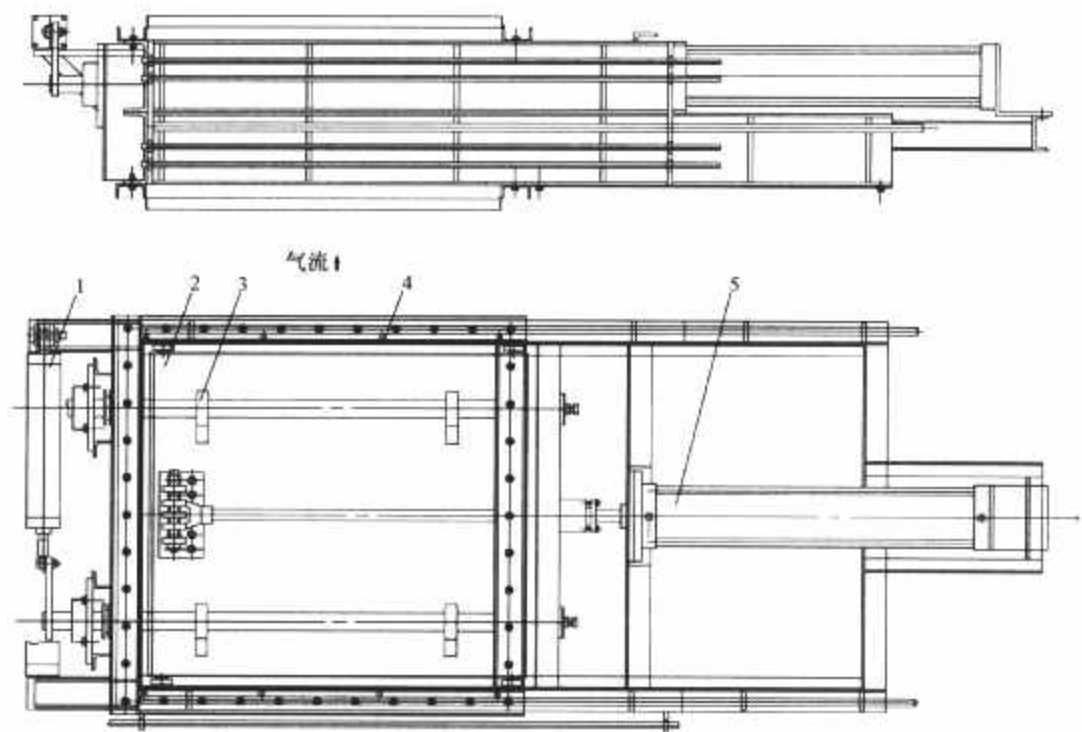


图 7.7-14 闸板式隔绝风门

1—锁紧缸；2—门板；3—锁紧机构；4—框架；5—驱动气缸

# 第 8 章 除灰渣和烟气净化系统

## 1 火力发电厂灰渣量的计算

火力发电厂的除灰渣系统包括炉内和炉外两部分。煤在锅炉内燃烧后产生烟气和灰渣，灰渣又可分为炉底排渣和飞灰两部分。各部分的灰渣量取决于煤种和燃烧方式。

### 1.1 锅炉灰渣量的计算

锅炉灰渣系统排出的总灰渣量应按锅炉最大连续蒸发量时设计煤种的灰渣量计算，并用校核煤种的灰渣量进行校核。

每台锅炉的灰渣量为

$$G_{nr} = B_m \left( \frac{A_{ar}}{100} + \frac{Q_{net,V,ar} q_1}{33913 \times 100} \right) \quad (\text{t/h}) \quad (7.8-1)$$

式中： $B_m$  为每台锅炉最大连续蒸发量时燃料消耗量，t/h； $A_{ar}$  为燃料接收基灰分，%； $Q_{net,V,ar}$  为燃料接收基低位发热量，kJ/kg； $q_1$  为锅炉机械未完全燃烧损失，%，其值可取自锅炉热力计算。

### 1.2 锅炉炉底排渣量的计算

锅炉炉底的排渣量应按锅炉制造厂提供的渣和飞灰的比例进行计算。在未取得锅炉制造厂的数据时，可参照表 7.8-1 进行计算。

表 7.8-1 各类燃煤锅炉灰、渣的百分率

灰渣比例	固态排渣 煤粉炉	液态排渣 煤粉炉	流化床炉	旋风炉	
				立 式	卧 式
渣 $\varphi_z$	10~20	40	30~70	55~60	70~75
灰 $\varphi_k$	90~80	60	70~30	45~40	30~25

每台锅炉的炉底排渣量

$$G_z = \varphi_z G_{nr} \quad (7.8-2)$$

式中： $\varphi_z$  为锅炉炉底排渣量在总灰渣量中所占比例，其值由锅炉制造厂提供，或参照表 7.8-1 选用。

### 1.3 锅炉飞灰量的计算

锅炉飞灰量包括省煤器灰量、空气预热器灰量、除尘器灰量和烟囱的排灰量。

当设有省煤器灰斗时，省煤器的灰量为

$$G_{sm} = \varphi_{sm} G_{nr} \quad (7.8-3)$$

式中： $\varphi_{sm}$  取 5%。

当设有空气预热器灰斗时，空气预热器的灰量为

$$G_k = \varphi_k G_{nr} \quad (7.8-4)$$

式中： $\varphi_k$  取 3%。

除尘器灰量为

$$G_{ch} = \varphi_h G_{nr} \eta_{ch} \quad (7.8-5)$$

式中： $\varphi_h$  为锅炉排出的灰量占总灰渣量的百分比；由锅炉制造厂提供，或参照表 7.8-1 选用； $\eta_{ch}$  为除尘器效率。

### 1.4 灰渣密度

在计算灰渣量的体积时，灰渣密度应由试验求得，一般

也可参照表 7.8-2 选取。

表 7.8-2 灰 渣 密 度  $\text{t/m}^3$

灰渣类别	堆积密度	真实密度
干 灰	0.70~0.75	2.0~2.2
固态排渣	0.80~1.00	2.2~2.4
液态排渣	1.2~1.4	2.4~2.7
湿 灰	1.2~1.4	
湿固态排渣	1.3~1.4	
湿液态排渣	1.6~1.8	

## 2 吹灰系统

燃料灰分除了在锅炉除灰渣装置中直接排出部分外，还有相当部分会在锅炉受热面上沉积。积渣和积灰将严重影响锅炉传热，危及锅炉安全运行。目前我国吹灰器产品主流是传统的利用介质（蒸汽、水和压缩空气）吹扫的吹灰器。机组大型化以后，吹灰器的种类和数量增加，管路系统也相应复杂化，同时，系统的自动化程度和控制可靠性的要求也相应提高。

还有一些其他形式的吹灰器，如声波除灰和可燃气体爆燃除灰等，但因其功效还未得到一致公认，至今尚未成为市场主流。为了高效节能，有关部门正在开发智能吹灰器。

吹灰系统由吹灰器、管路系统（包括减压站、减温站、疏水站、各种阀门、仪表和支吊装置等）和控制系统组成。

### 2.1 管路系统

#### 2.1.1 对管路系统的要求

管路的通流能力须保证介质达到吹灰器时的流量和压力的稳定；管路系统应设置截止、调节、止回、溢流和疏水等阀门加上流量、压力、温度等仪表；大型锅炉吹灰器应采用左右两侧对称的布置形式；同时投运的吹灰器应避免从同一根管中用汽。

#### 2.1.2 吹扫介质

常用的吹扫介质有饱和蒸汽、过热蒸汽、压缩空气和工业水。以蒸汽为介质，综合成本较低，技术成熟，在我国电厂中被广泛使用。蒸汽吹灰器上常用的吹扫压力见表 7.8-3。

表 7.8-3 蒸汽吹灰器常用的吹扫压力 MPa

形 式	炉膛吹灰器	长伸缩式 吹灰器	固定回转 式吹灰器	空气预热器 吹灰器
正常吹扫压力	0.7~1.5	0.7~1.8	0.5~1.1	1.0
加重吹扫压力	2.0	2.2	2.0	

蒸汽作为吹扫介质时，通常要求有 100℃ 以上的过热度，如用于回转式空气预热器，则要求 150℃ 过热度。烟气温度低于 500℃ 的区域，饱和蒸汽吹灰是不可取的。吹扫蒸汽大多取自锅炉主蒸汽系统或再热蒸汽系统，必要时可进行减温、减压。

对于燃用易结渣燃料的锅炉，水对高温渣有“激冷淬



碎”的作用，可有效去除结渣。使用中同时要注意水对水冷壁管金属的热冲击作用。水力吹扫一般用工业水，水压为0.4~2.0MPa。

### 2.1.3 蒸汽吹灰管路系统的组成

(1) 减压站。减压站的功能是使管路压力和流量恒定。减压站由减压（调节）阀、安全阀，截止阀和仪表等组成，

见图7.8-1。减压（调节）阀应具有快速关闭功能，其执行结构宜采用气动。

(2) 疏水系统。在投运吹灰器前先将疏水阀打开，数分钟后关闭疏水阀，然后开启吹灰器进行吹扫。就地手动疏水仅适用于小锅炉；大型锅炉多采用温度控制的热力疏水方式，疏水站组成见图7.8-2。

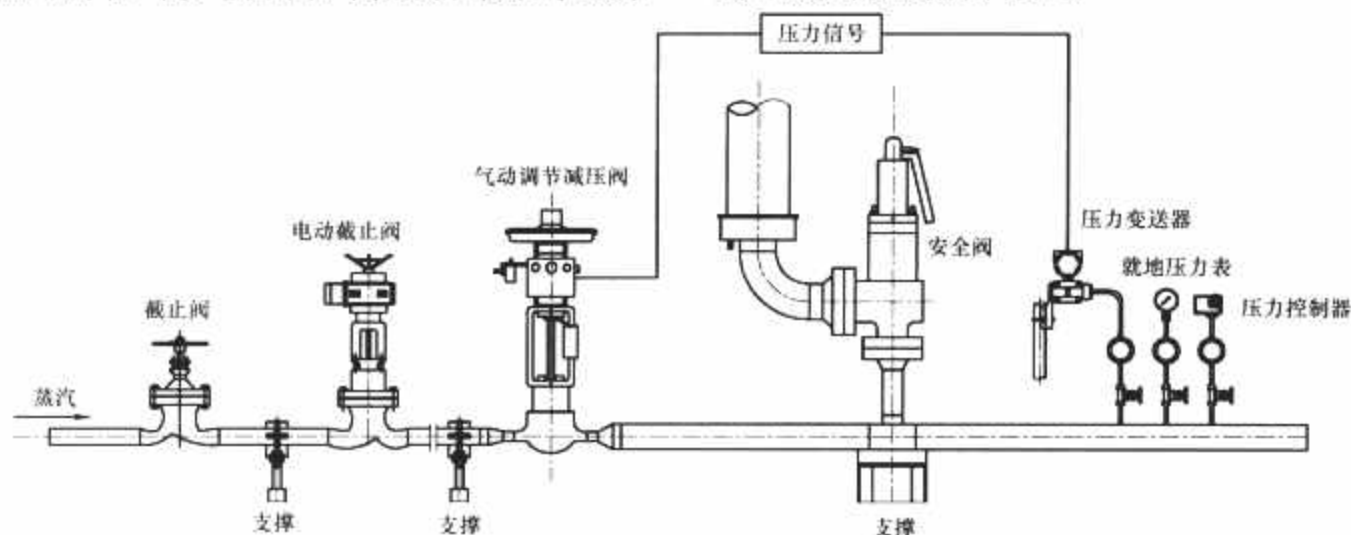


图 7.8-1 减压站示意图

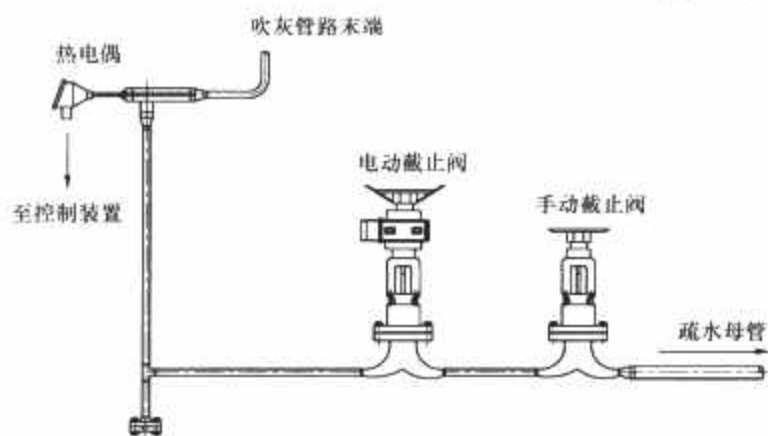


图 7.8-2 疏水站示意图

在系统停用时，疏水阀呈开启状态。系统启动后，通过测得的温度信号与设定值比较，达到设定值，阀门可关闭，吹灰器开始吹扫；如过程中温度低于设定值，则疏水阀开启继续疏水。疏水阀可以电动，也可以气动。

疏水站布置于管路末端，通常在锅炉下方，便于将凝结水输送至扩容器。疏水管应通到扩容器水面以下。

空气预热器的吹灰在锅炉启动阶段通常使用辅助汽源，此时温度控制应由程控装置与辅助汽源阀门联锁切换。

(3) 减温装置。随着锅炉参数提高，锅炉所能提供的汽源经减压后，温度仍可能太高，此时就在减压站后的管段上加装喷水减温装置。这就要求喷水的雾化效果好，喷水调节阀有良好的调节特性和快速关闭功能，同时要求控制系统反应迅速和可靠。典型的减温站布置见图7.8-3。

(4) 主要管路仪表。主要管路仪表有压力变送器、流量开关、压力开关、温度控制器和仪用空气系统。

(5) 管路布置。通常有减压站低位布置系统和高位布置系统。高位布置时又可分为单线强制流动的管路系统（见图7.8-4）和树枝状管路系统（见图7.8-5）。

### 2.1.4 水力吹灰器管路系统

水力吹灰器管路由水池、过滤网、水泵、管道、阀门和仪表等组成，其水源既可用工业水，也可用冷却后的锅炉排污水。吹灰器入口前应装过滤器；锅炉露天布置时应有防冻措施；通常水泵出口主管为DN80，至单个吹灰器支管为DN50。

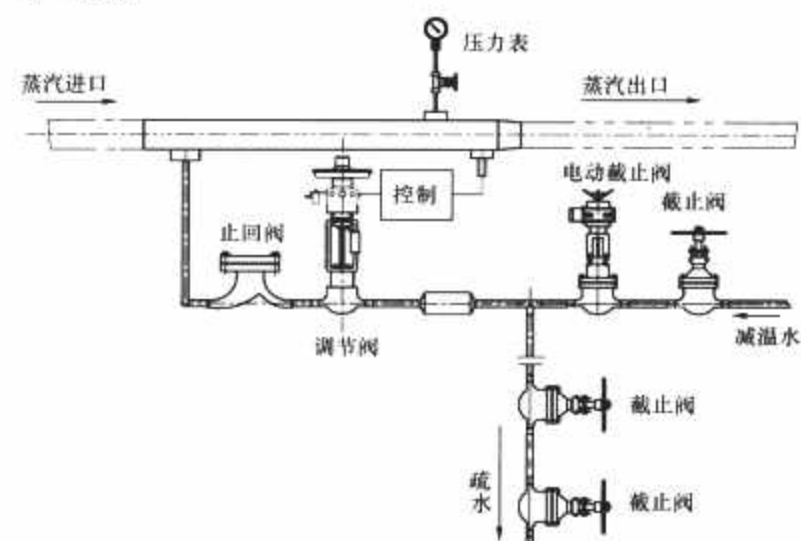


图 7.8-3 减温站示意图

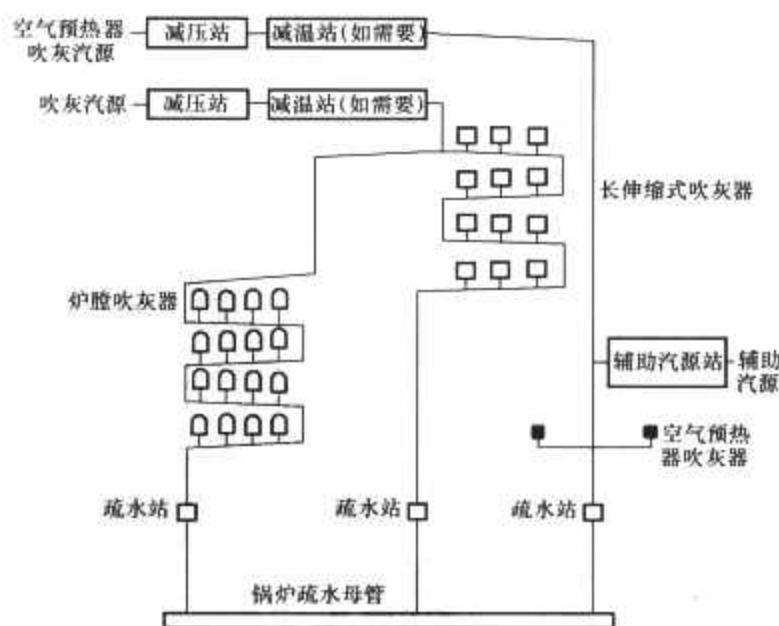


图 7.8-4 双减压站高位布置单线强制流动蒸汽管路系统示意图

### 2.1.5 密封—清扫空气系统

对于正压燃烧锅炉和瞬时产生局部正压或脉动正压的锅炉，应专门装设密封—清扫空气系统，对此通常有两种布置方式：一是设置大风机，布设管路至每台吹灰器的炉墙接口箱和主阀上的单向空气阀；二是每台吹灰器设置一台小风

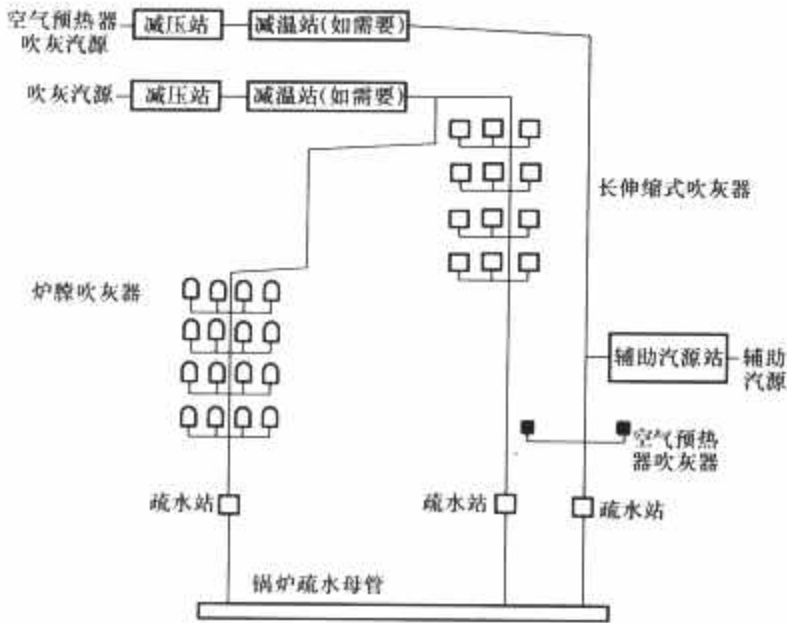


图 7.8-5 双减压站高位布置树枝状蒸汽管路系统示意图

机，装于吹灰器之上。

2.2 控制系统

控制系统是吹灰系统的重要组成部分。吹灰系统的控制形式目前主要有下面三种：

- (1) PLC（可编程序控制器）控制方式。
- (2) DCS（分散控制系统）控制方式。
- (3) PLC 控制并与 DCS 实现通信控制方式。

3 水力除灰渣系统

水力除灰渣系统在水源充足地区被广泛采用，其特点是不污染环境，确保锅炉房地面层的清洁。

3.1 灰渣沟输送系统

常设置输送飞灰和炉渣的灰沟和渣沟，或采用混合灰渣沟。在布置灰渣沟时应力求短而直，其曲率半径一般为 2m。灰渣沟一般不设备用。灰渣沟常用铸铁板衬砌，并需考虑检修和更换铸铁板的可能。灰沟坡度大于或等于 1：100，渣沟坡度大于或等于 1.5：100，液态排渣沟坡度大于或等于 2：100。

在灰渣沟始点，每只落灰口和落渣口前 1.5～2m 处、灰渣沟转弯处和直交处、直沟段隔一定距离均需设激流喷嘴，保证灰渣浆流通顺畅。

3.2 灰渣混除系统

炉渣经炉底碎渣机粉碎后进入渣沟，除尘器排出的细灰经冲灰器进入灰沟，两者汇合后成为灰渣水浆。然后用灰渣泵抽吸灰渣浆，由压力管道把灰渣浆输送到灰场。按灰渣浆浓度可分为低浓度和高浓度灰渣混除系统，低浓度的水灰比为 10：1，高浓度的水灰比为 1.5：1。灰渣浆流速一般大于或等于 1.6m/s。根据输送距离、灰渣管阻力和灰渣泵扬程，可选用一级灰渣泵或多级串联灰渣泵。

3.3 灰渣分除系统

灰渣分除的目的是综合利用的需要或基于除渣系统投资和运行经济性的考虑。可分为高、低浓度两种系统，低浓度系统中，水与灰的比为 7：1 以上，水与渣的比为 15：1 以上；高浓度系统中，水与灰的比为 (3～1)：1。

管内流速一般为：灰管流速大于或等于 1.0m/s，渣管流速大于或等于 1.8m/s，液态排渣管流速大于或等于

2.2m/s。

4 气力除灰系统

我国火力发电厂中，气力除灰系统主要用来短距离（小于或等于 2km）输送细灰，常用的这类除灰系统有空气斜槽除灰、负压除灰、微正压除灰、正压除灰、密相正压除灰等系统。

4.1 空气斜槽除灰系统

干式除尘器灰斗中的干灰经过电动锁气器送至空气斜槽，干燥空气由鼓风机送至空气斜槽下部，再通过气化板上部的灰层，使灰流化输送。空气斜槽的坡度与灰在斜槽的输送速度有密切关系，可按表 7.8-4 选取，实际设计中斜槽坡度不宜小于 6：100。为输送流畅，空气斜槽应有防潮措施，灰斗与空气斜槽之间应装设插板门、电动锁气器和排气装置。

表 7.8-4 斜槽坡度与输灰速度

斜槽坡度	5：100	6：100	7：100	8：100
输灰速度(m/s)	1.25	1.50	1.75	2.0

4.2 负压除灰系统

负压除灰系统由手动插板门、电动锁气器、受灰器、除灰控制阀、负压管道、抽气设备、自动进风门、收尘器和控制系统等组成，适用于输灰距离小于或等于 200m、灰量小于 40t/h 的系统。干式除尘器灰斗下部采用受灰器时，与灰斗之间应设置手动插板门和电动锁气器；采用除灰控制阀时，与灰斗之间应设置手动插板门。

建立系统负压的抽气设备常选用水环式真空泵、回转式风机或其他抽真空设备。在同一单元中，运行的抽气设备为 1～2 台时需设一台备用；同时运行 2 台以上时，需设 2 台备用。管道入口处的流速应大于 10m/s，出口处的流速不宜大于 25m/s。

对设置受气器的系统，回转式风机的额定风量应取计算值的 110%～120%，额定风压应取系统计算阻力的 140%～160%。

对设置除灰控制阀的系统，其系统负压可按以下条件选取：水平管道取 50kPa；提升高度小于 15m 时取 60kPa；提升高度大于 15m 时取 65～70kPa。

负压管道中的气灰混合物送至灰库顶部的收尘器（旋风分离器、布袋收尘器），其排灰通过气锁阀排入灰库。

4.3 正压除灰系统

正压除灰系统由电动锁气器、输灰机、饲料机、仓泵、管道、空气压缩机和控制系统等组成。灰斗中的干灰通过电动锁气器落下，并由输灰机集中，再经饲料机输入仓泵。压缩空气从仓泵底部进入，使灰气化后，依靠仓泵与输灰管道之间的压差，将气灰混合物输走。

仓泵有上引式和下引式两种。上引式输送距离可超过 1000m；下引式适用于短距离、大出力的情况。

压缩空气系统由空气压缩机、贮气罐和管道等组成。每台运行仓泵宜配一台空气压缩机，并有一台备用；当有 2 台及以上空气压缩机运行时，需有 2 台备用。空气压缩机的容量应按除灰系统的最大出力的 110% 选取，出口压力应大于系统计算阻力的 120%。

微正压除灰系统也属于正压除灰系统的一种，其不同点

是由鼓风机替代空气压缩机，输送距离在 450m 以内。

4.4 灰气比

在仓泵输灰时，一般先用压缩空气通过流化孔板将灰流化，形成一定的灰气比，才能顺利输送。对于一定粒径的灰，灰气比有一个最佳值。在最佳值下既能顺畅输灰，又使用气量最小。偏离最佳值，若压缩空气太大，则流速增大、管道磨损加剧；若压缩空气太小，则输送不畅甚至堵塞。另外，选取灰气比时还要考虑输送距离、输送设备和管路弯头数量等因素。一般可按表 7.8-5 选取灰气比。密相除灰系统中灰气比可达 (30~50):1。

表 7.8-5 气力输灰系统的灰气比

除灰系统		灰气比(kg/kg)*
正压输送	仓泵系统	(7~15):1
	微正压系统	(25~30):1
负压输送	控制阀系统	(20~25):1
	受灰器系统	(2~10):1

5 机械除灰渣系统

机械除灰渣系统是指用汽车、船舶、带式输送机、螺旋输灰机、埋刮板等机械设备输送灰渣的系统，在中、小型电厂曾广泛使用。随着机组容量不断扩大，灰渣量也相应增大，现代大型电厂中，机械除灰渣系统已较少采用。某些灰渣需要综合利用或对灰渣有特殊要求的地方，尚采用机械除灰渣系统。另外，在水力、气力和机械混合除灰渣系统中，常局部采用机械除灰渣系统。

管状带式输送机是一种新型的连续输送设备，其头尾部结构与普通带式输送机相近，中部胶带由六边形布置的辊子强行裹成圆管，输送物料封闭在管内随胶带输送。配置的胶带有尼龙芯和钢绳芯两种。这种输送机已用于 600MW 机组的除渣系统中。

6 灰渣的综合利用

火电厂的灰渣是一种可以利用的资源，对灰渣的综合利用既可防止环境污染，又可变废为宝。目前，灰渣的综合利用主要有以下几方面：

- (1) 用作建筑材料。炉渣可作为大型砌块和粉煤灰蒸养砖的骨料，细灰可作为泡沫砌块的原料，也可烧结成轻质粉煤灰陶粒。含碳量少的细灰可直接作为水泥掺合料。
- (2) 作为道路及建筑物基础填料。
- (3) 改良土壤。对于板结的盐碱地或黏结性很强的土地，掺入细灰可改善土壤结构和松软程度。
- (4) 作为废矿井和地面凹陷区的填料。

7 烟气净化系统

火力发电厂的烟气净化系统主要包括烟气的除尘系统、脱硫系统和脱硝系统。GB 13223—2003《火电厂大气污染物排放标准》、《中华人民共和国大气污染防治法》等新版标准和法规相继实施，给锅炉烟气排放提出新的环境整治目标，同时它也给大量投运的、新设计的烟气净化设备提出升级换代的要求。根据 GB 13223—2003 的规定，2004 年 1 月 1 日起，通过建设项目环境影响报告书审批的新建、扩建、改建的火力发电项目，锅炉的大气污染排放必须执行 GB 13223—2003，具体见表 7.8-6。

表 7.8-6 火力发电锅炉大气污染排放标准

锅炉类型	烟尘最高允许排放浓度(mg/m³)	烟气黑度/林格曼黑度(级)	SO <sub>2</sub> 最高允许排放浓度(mg/m³)	NO <sub>x</sub> 最高允许排放浓度(mg/m³)
燃煤锅炉	50 <sup>①</sup>	1.0	400 <sup>①</sup>	1100(V <sub>daf</sub> <10%) 650(10%≤V <sub>daf</sub> ≤20%) 450(V <sub>daf</sub> >20%)
燃油锅炉	50	1.0	400	200

① 对于我国西部非两控地区燃用特低硫煤的坑口电厂和燃用煤矸石的资源综合利用电厂的锅炉，此值可以适当放宽。

7.1 烟气除尘系统

烟气除尘系统包括灰尘的捕集、储存和排除系统。烟气中的灰尘一般通过各种除尘器被捕集，落入灰斗，然后由除灰系统连续或间断地排除。

20 世纪 60~70 年代，水膜式除尘器替代干式旋风除尘器，以水膜方式捕集飞灰为特点，发展有多种除尘脱硫结构，如文丘里管水膜式、斜棒栅式和泡沫式等。但是，水膜式除尘器存在耗水大、空气漏泄严重、烟气带水及烟气压降大等缺点。

同一期间，电气除尘技术得到迅速发展和推广，其除尘效率可达到 99% 左右。

目前中小容量燃煤锅炉使用水膜式除尘脱硫一体化设备居多。它通过增加石灰給料系统使之构成简易湿法烟气除尘脱硫一体化装置。对燃用低硫煤的锅炉，其脱硫效率可达 70%~80%。

7.2 烟气脱硫系统

烟气脱硫系统包括炉前脱硫、炉内脱硫和炉后脱硫（烟气脱硫）系统。

7.2.1 炉前脱硫系统

该系统在燃料未进入锅炉前设法除去燃料中的硫分，也就不会再生成 SO<sub>2</sub> 气体，这是一种最彻底的脱硫方法。用矿口洗煤可除去煤中黄铁矿的硫，但对非黄铁矿的硫还难以除去；用高梯度磁分离脱硫，脱硫效率可达 55%~70%。对于燃油和燃气中的硫分，常采用加氢催化生成硫化氢而除去。目前要做到炉前彻底脱硫费用较高，较少采用。

7.2.2 炉内脱硫系统

该系统将碱性吸收剂（常用石灰石和消石灰）直接喷入炉膛，或与燃料混合后送入炉膛，使其与炉内的 SO<sub>2</sub> 反应生成 CaSO<sub>4</sub> 固体物，随灰渣排出炉外。循环流化床锅炉中多采用这种脱硫方式，炉内脱硫效率已可达 60%~80%，若加装活化反应器，效率可达 90% 以上。

7.2.3 炉后脱硫系统（烟气脱硫系统）

该系统对烟气中的 SO<sub>2</sub> 在排出锅炉后但尚未排放大气前进行脱硫处理。主要有以下几种工艺：

- (1) 湿式烟气脱硫工艺。石灰浆 (CaCO<sub>3</sub>) 喷入吸收塔，利用 SO<sub>2</sub> 气体在水中有良好溶解性能并引起连锁反应，使其与 CaCO<sub>3</sub> 中和成 CaSO<sub>4</sub> 而排出。该脱硫工艺的脱硫效率可达 90%~95%，其副产品是石膏，是目前广为采用的方法。
- (2) 半干式烟气脱硫工艺，也称喷雾干燥烟气脱硫工艺。石灰浆喷雾射入吸收塔，在塔内与烟气发生物理和化学作用。浆液蒸发干燥，烟气增湿冷却，烟气中的 SO<sub>2</sub> 被浆液



干燥后的  $\text{Ca}(\text{OH})_2$  吸收, 生成粉状  $\text{CaSO}_4$  和  $\text{CaSO}_3$  从除尘器排除。该工艺的脱硫效率可达 90% 以上。

(3) 干式烟气脱硫工艺。吸收剂直接喷入烟气中, 使其发生气、固相化学反应。

(4) 海水烟气脱硫工艺。利用碱性海水来吸收烟气中的  $\text{SO}_2$ , 脱硫效率可达 90%~95%。

(5) 脱硫脱硝一体化。这是可实现  $\text{SO}_2$  和  $\text{NO}_x$  同时脱除的技术, 是燃煤污染排放控制技术发展的重要方向。如碳法、电子束法等, 在 150~250℃ 排烟温度范围内, 对锅炉烟气污染物同时进行脱硫、脱硝处理, 达标排放。碳法就是在脱除  $\text{SO}_2$  的同时也脱除  $\text{NO}_x$ , 将吸附的硫选择性进行再生, 制备硫磺或硫酸铵, 实现硫资源化。

### 7.3 烟气脱硝系统

在大、中型锅炉上, 除采用炉内分级燃烧以控制  $\text{NO}_x$  产生量外, 对烟气脱硝一般采用单独处理, 它包括催化剂 (SCR) 脱硝和非催化剂 (SNCR) 脱硝。

#### 7.3.1 SCR 脱硝工艺

SCR 脱硝工艺是利用催化剂使烟气中的  $\text{NO}_x$  还原。它可以在不同烟温区域内设置的催化剂, 分成高、低温 SCR 法, 这两种脱硝方法都使烟气中的  $\text{NO}_x$  还原成氮气、水和二氧化碳。

低温 SCR 法常配有加氨、加热系统, 使  $\text{NO}_x$  生成硫酸铵。

一般情况下, 炉内脱硝的成本低; SCR 脱硝效率较高,

但成本也相对高, 仅催化剂费用就占脱硝总投资的 50%~60%。

#### 7.3.2 SNCR 脱硝工艺

SNCR 脱硝工艺使用氨基化学物质, 如尿素、氨和氨水脱硝。该法主要用于大容量锅炉中, 它在炉膛上方烟温在 870~1050℃ 区域喷注尿素  $[\text{CO}(\text{NH}_2)_2]$  溶液或氨  $(\text{NH}_3)$  水, 实现烟气脱硝。

SNCR 工艺部件有: 反应剂储罐和供应系统、反应剂的循环泵、计量和混合模块、喷枪、尿素溶液或氨储藏容器、水和压缩空气管道以及工艺流程控制系统。

#### 7.3.3 脱硫脱硝一体化

$\text{SO}_2$  和  $\text{NO}_x$  同时脱除技术是我国燃煤污染排放控制技术发展的重要方向, 它在 150~250℃ 排烟温度范围内同时实现脱硫脱硝, 实现锅炉烟气达标排放; 它具有低成本、节水、无二次污染、回收硫资源等优点, 其典型工艺有电子束法脱硫脱硝技术、碳法 (采用活性炭、焦炭、碳纤维) 脱硫脱硝技术等。

### 7.4 脱碳

减少二氧化碳排放量、降低地球温室效应以改善生态环境, 是电力环保的重要内容之一。除提高机组的能量转换效率以及加大绿电的比例外, 烟气脱碳将成为电力环保今后必须解决的重大课题。

# 第 9 章 凝 汽 设 备

## 1 凝汽设备的功能

凝汽设备是凝汽式汽轮机装置的重要组成部分。它的作用是将凝汽式汽轮机的排汽凝结成水，形成并保持所要求的真空，其工作性能直接影响到整个装置的热经济性和运行可靠性。

### 1.1 凝汽设备的组成

凝汽设备包括凝汽器、循环水泵、凝结水泵、抽气设备以及带动这些泵的动力机械和连接管道，如图 7.9-1 所示。

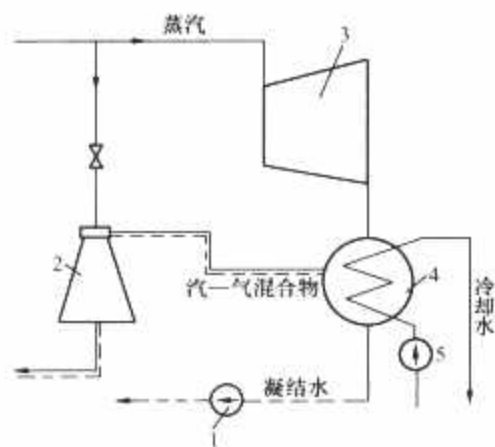


图 7.9-1 凝汽设备示意图  
1—凝结水泵；2—抽气设备；3—汽轮机；  
4—凝汽器；5—循环水泵

### 1.2 凝汽器压力

凝汽器压力是指管束第一排管子高度以上不超过 300mm 处凝汽器绝对静压力。

凝汽器压力的确定：

在蒸汽的凝结过程中，蒸汽和冷却水温度随冷却面积的变化如图 7.9-2 所示。

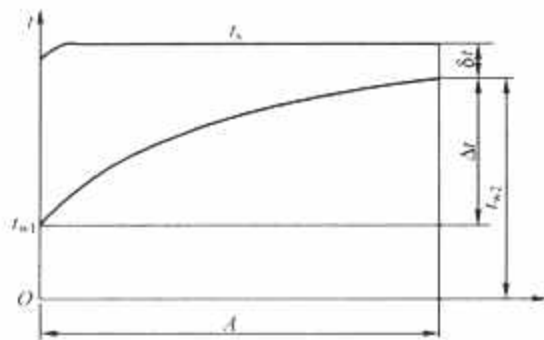


图 7.9-2 蒸汽凝结过程中蒸汽和冷却水的温度沿冷却面积的变化  
 $t_{w1}$ —冷却水进口温度； $\Delta t$ —冷却水的温升； $\delta t$ —传热端差

由图 7.9-2 和热平衡公式知道，同凝汽器压力  $p_c$  相应的饱和温度为

$$t_s = t_{w1} + \Delta t + \delta t \quad (7.9-1)$$

对现代凝汽器，冷却倍率  $m$  值一般在 45~90 范围内。单流程、直流供水凝汽器，可选取较大的  $m$  值；多流程、循环供水凝汽器，则应选取较小的。设计传热端差一般在 3~10℃ 范围内，最低传热端差不得低于 2.8℃，符合 HEI 标准。

根据  $m$  和  $t_s$  值可以确定  $p_c$  值。我国电厂凝汽器压力一般介于 4~7kPa。不同冷却水温下凝汽器压力范围如表 7.9-1 所列。

表 7.9-1 电厂凝汽器压力范围						
冷却水温度 (℃)	10	15	20	25	27	30
凝汽器压力 (kPa)	3~4	4~5	5~6	6~7	7~8	8~10

### 1.3 凝汽器的类型

电厂凝汽器按蒸汽凝结方式可分为两大类，即混合式凝汽器和表面式凝汽器。

#### 1.3.1 混合式凝汽器

在混合式凝汽器中，蒸汽和冷却水直接接触而被凝结。结构简单、传热效率高、造价便宜是混合式凝汽器的突出优点，但它有一个重大的缺点，即凝结水和冷却水发生混合，因而该水不能作为现代锅炉的给水。

#### 1.3.2 表面式凝汽器

在表面式凝汽器中，蒸汽和冷却水不直接接触，通过冷却管表面进行热交换而被凝结，因而可以得到纯净的凝结水作为锅炉给水。表面式凝汽器在现代电厂中得到了最广泛的应用，也是本章讨论的重点。

### 1.4 凝汽器的布置

凝汽器相对于汽轮机的布置方案主要取决于汽轮机低压排汽缸和汽轮机基础的设计，也与汽轮机房的设计有关。凝汽器在汽轮机下面的纵向布置和横向布置方案用得最为广泛；侧向和周相布置方案可大大降低汽轮机运行层的高度，减少厂房的投资，低压缸至凝汽器的排汽损失也较小，但由于某些事故导致凝结水位过高时有可能危及汽轮机的安全，所以此方案没有得到广泛的采纳，仅在燃气轮机轴向排汽机组中采用。

## 2 表面式凝汽器的结构形式

按照汽流的流动方向，凝汽器结构形式可以分为汽流向下式、向上式、向侧式和向心式 4 种，如图 7.9-3 所示。汽流向侧式和向心式在现代大型凝汽器中得到了广泛的应用。

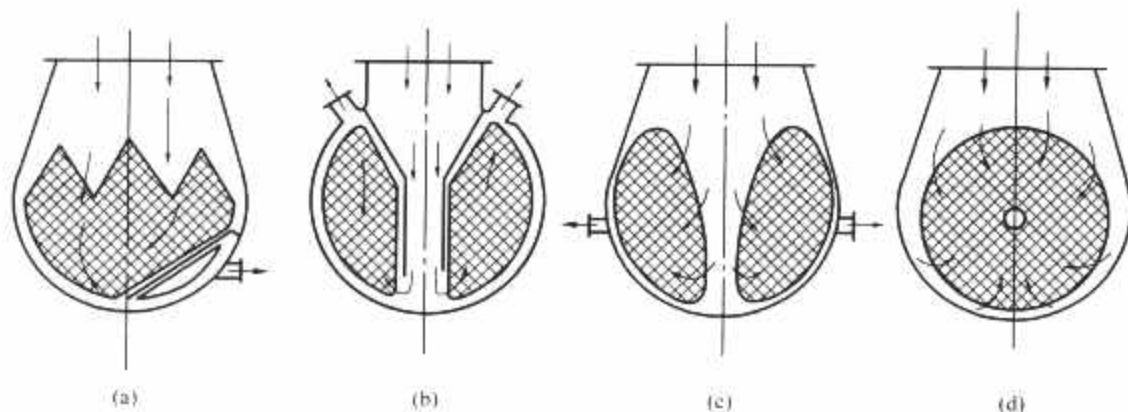


图 7.9-3 凝汽器的构造

(a) 汽流向式; (b) 汽流向式; (c) 汽流向侧式; (d) 汽流向心式

### 3 表面式凝汽器的热力计算

凝汽器热力设计的任务,是根据给定的设计条件,通过优化计算,确定经济合理的凝汽器冷却面积和其他结构尺寸,并给出凝汽器的变工况特性曲线。

#### 3.1 热力计算

凝汽器的热力计算通常以汽轮机额定工况或最大出力工况作为设计点,同时必须校核汽轮机的最大工况、冷却水最高水温工况及旁路排放工况。

##### 3.1.1 冷却面积

凝汽器冷却面积的计算方法一般有详细计算法和总体传热系数计算法两种。

详细计算法是建立在管束试验研究的基础上,根据试验研究结果将凝汽器的冷却面积按其传热特点分别计算各区域的平均传热系数、传热温差、平均热负荷,最后计算凝汽器的总冷却面积。

总体传热系数计算法是目前工程实践中广泛采用的一种方法。该计算法是将凝汽器看成一个整体,利用总面积的假想平均传热系数来确定冷却面积。

根据热平衡图,凝汽器的冷却面积  $A$  为

$$A = Q \times 10^3 / (K \Delta t_m) \quad (\text{m}^2) \quad (7.9-2)$$

式中:  $Q$  为凝汽器的热负荷, kW;  $K$  为总体传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $\Delta t_m$  为蒸汽和冷却水之间传热对数平均温差, K。

由式 (7.9-2) 计算得到的冷却面积,有时需加上适当的堵管裕量 (1%~3%),以保证运行数年后当一些管子由于泄漏而被堵塞后,凝汽器仍能保持设计性能。

##### 3.1.2 热负荷

凝汽器的热负荷,是指凝汽器传给冷却水的热量。凝汽器的热负荷  $Q$  可以由冷却水的温升求得

$$Q = q_v \rho c (t_{w2} - t_{w1}) = q_v \rho c \Delta t \quad (\text{kW}) \quad (7.9-3)$$

式中:  $q_v$  为冷却水体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$  为冷却水的进出口温度, K;  $\rho$  为冷却水密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c$  为冷却水的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

##### 3.1.3 对数平均温差

在用总体传热系数进行热力计算时,采用对数平均温差作为蒸汽与冷却水之间的传热温差。

在计算对数平均温差时,假定蒸汽的凝结温度  $t_s$  沿冷却面界不变,即不考虑汽阻及空气含量对凝结温度的影响。对数平均温差  $\Delta t_m$  为

$$\Delta t_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_s - t_{w1}}{t_s - t_{w2}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_s - t_{w1}}{t_s - t_{w2}}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7.9-4)$$

$$\Delta t = t_{w2} - t_{w1} = Q / (\rho c q_v) \quad (^\circ\text{C})$$

$$\delta t = t_s - t_{w1} \quad (^\circ\text{C})$$

式中:  $t_s$  为蒸汽凝结温度,即凝汽器压力下的饱和温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t$  为冷却水的温升,  $^\circ\text{C}$ ;  $\delta t$  为凝汽器的传热端差,  $^\circ\text{C}$ 。

##### 3.1.4 传热系数

目前,工程上广泛采用的是所谓总体传热系数。它是通过各种不同结构形式的凝汽器在不同工作条件下所得的试验数据而归纳得出,和对数平均温差一样,总体传热系数也是假想的。

根据对数平均温差整理得出的总体传热系数一般介于  $2300 \sim 4700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

目前我国广泛采用美国热交换协会 (HEI) 标准计算方法。

##### 3.1.5 冷却管的尺寸和数量

电厂凝汽器的冷却管直径通常选用  $\phi 19 \sim \phi 32$ , 用得较多的为  $\phi 20$ 、 $\phi 25$ 、 $\phi 28$  和  $\phi 32$  几种。

在一般水质条件下,铜合金管壁厚通常取 1mm,在管束顶部汽流高速区,可用壁厚 1.2mm 左右的加厚管;对钛和不锈钢管,由于抗腐蚀性能优良,壁厚一般取 0.5~0.7mm。

冷却管的根数

$$N = \frac{z q_v}{\frac{\pi}{4} d_1^2 c_w} \quad (\text{根}) \quad (7.9-5)$$

式中:  $z$  为流程数;  $q_v$  为冷却水体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $d_1$  为冷却管内径, m;  $c_w$  为冷却水流速,  $\text{m}/\text{s}$ 。

冷却管长度

$$l = \frac{A}{\pi d_2 N} \quad (\text{m}) \quad (7.9-6)$$

式中:  $A$  为凝汽器冷却面积,  $\text{m}^2$ ;  $d_2$  为冷却管外径, m。

冷却管长度的选取要合理。为了便于凝汽器水室的安装,水室必须伸出汽轮机基础横梁之外。但冷却管太长使凝汽器喉部容易产生汽流脱流,还可能使凝汽器在长度方向上热负荷不均匀。喉部的扩散角一般不宜超过  $40^\circ$ 。

##### 3.1.6 冷却水的流程数

冷却水的流程数主要取决于供水条件,可通过凝汽器的优化计算确定。现代大中型凝汽器一般都采用单流程或双流程,只有一些小型凝汽器可考虑采用三流程或更多的流程。

##### 3.1.7 冷却水流速

冷却水流速的大小主要取决于冷却管的材料、冷却水水质和污染程度以及冷却水进入冷却管的不均匀性,并根据 DL/T 712—2000《火力发电厂凝汽器管选材导则》选取合理的流速。铜合金管设计流速一般在  $1.7 \sim 2.2 \text{ m}/\text{s}$  内选取, BFe30-1-1 镍铜管可取  $1.4 \sim 3.0 \text{ m}/\text{s}$ , 不锈钢管和钛管的设计流速可取  $2.1 \sim 3.5 \text{ m}/\text{s}$ 。



### 3.2 阻力计算

凝汽器水阻是指冷却水流经凝汽器水侧时所受到的阻力，其值等于冷却水进出口接管处静压差，它包括冷却水在凝汽器冷却管中的摩擦损失  $\Delta p_1$ 、冷却水在进入和离开冷却管时所引起的管端损失  $\Delta p_2$  以及冷却水在水室中的压力损失  $\Delta p_3$  三部分。

美国 HEI 标准提供了一套计算凝汽器水阻的曲线。

## 4 凝汽器管束的设计

### 4.1 管束合理布置的原则

管束是凝汽器中最主要的部件，汽—水热交换在管束中进行，所以它是影响凝汽器性能的主要因素。布置合理的管束应该具有高的传热系数，很小的汽阻和凝结水过冷度。为了得到合理的管束布置，很多国家进行了大量的试验研究（如水模拟试验、小尺寸模型试验和实物试验等），使现代凝汽器性能有了明显的提高。

为了提供布置合理的管束，一般应遵循下列原则：

(1) 在管束之间和管束与壳体壁之间应该有一定宽度的蒸汽通道，使蒸汽自由地流向管束的各个部分而使热负荷较均匀。

(2) 管束外围几排管子应适当排列，以便有足够的通流面积，必要时布置蒸汽小通道，使进入管束的蒸汽流速不超过 50m/s 左右。

(3) 蒸汽—空气混合物向抽气口流动时，其路径要短而直，以降低汽阻。

(4) 为了更有效地冷却抽出的空气和残余的未凝结蒸汽，以减小抽气设备的负荷，必须划出部分冷却管作为独立的空气冷却区。为了提高空气冷却区的传热效果，汽—气混合物应有较高的流速，但不宜超过 50m/s。

(5) 为了减少凝结水的过冷度和含氧量，空气冷却区的布置应尽量使主凝结区落下的凝结水不与空气含氧量高的汽—气混合物相接触，并有适量的蒸汽流向管束下部回热凝结水。

(6) 在主凝结区内尽量不设挡板，以避免汽流的紊乱；如要设置挡板，应考虑汽流规律，挡板要少而精，不然会适得其反。

### 4.2 管子排列方式

管子在管板上的排列方式主要有三角形排列、正方形排列和辐向排列三种。

### 4.3 空气冷却区

为了减少汽水损失和抽气设备的负荷，管束中一般都应布置独立的空气冷却区，用于冷却被抽出的汽—气混合物，其冷却面积约占全部冷却面积的 7%~10%。抽气口应布置在空气冷却区的冷却水低温段，有些凝汽器在抽气口附近还布置有再冷却区域。各种不同的管束往往布置了不同的空气冷却区。

## 5 凝汽器的结构设计

### 5.1 壳体

壳体宽度通常受到汽轮机基础跨距的限制，为便于安装，其宽度应比基础柱之间的跨距小 300mm 以上。壳体宽

度还应与管束宽度相适应，以保证有足够的蒸汽通道宽度，使通道进口处的蒸汽流速在 100m/s 左右。

管束最下一排冷却管应比地平面高 250~300mm 以上，保证穿管顺利进行。

壳体长度建议不要短于汽轮机基础，便于水室的安装。

### 5.2 热井

凝汽器的热井，即凝结水的集水箱，可以做成分离型的，也可以与壳体做成一体。在大型凝汽器中，目前普遍采用后者。

热井的有效容积至少应能容纳最大蒸汽负荷下凝汽器在 1min 内凝结的全部凝结水量。

(1) 热井的深度。热井的深度即为管束最下一排冷却管至热井底部的距离，如图 7.9-4 所示，热井所需的深度  $D$  至少由以下几部分组成：

- 1) 蒸汽横向流动空间高度  $A$ 。
- 2) 最低运行水位  $H_{\min}$ 。
- 3) 正常运行水位  $H_{\text{nor}}$ 。
- 4) 高运行水位  $H_{\max}$ ，比一般正常水位高 100~150mm 左右。

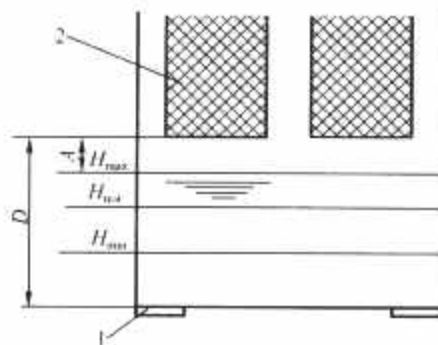


图 7.9-4 热井深度  
1—热井底；2—管束

对于多压凝汽器还必须考虑高压区段中凝结水的再热空间和低压区段凝结水流入高压区段所必需的水压头。

(2) 热井凝结水出口管尺寸。凝结水出口管尺寸取决于凝结水泵的要求。为了减小水泵吸入管道阻力，凝结水出口管中的流速以 0.5m/s 左右为佳。

(3) 热井中的除氧措施。现代凝汽器由于结构渐趋合理，回热充分，在比较高的负荷下，凝结水含氧量一般都不高。只有在低负荷运行时，由于回热效果差而使含氧量较高。

为了保证良好的除氧性能，已发展了一种鼓泡式除氧热井。鼓泡式除氧热井利用独立的低压蒸汽，通过管道引入热井加热凝结水至饱和温度，以达到除氧的目的。

### 5.3 喉部

凝汽器的喉部将汽轮机排汽口与凝汽器壳体连接起来，对凝汽器起到接收、组织和分配蒸汽的作用。现代凝汽器的喉部一般还要接收给水驱动汽轮机的排汽和旁路系统的排汽等，还布置末级和次末级的低压加热器和汽轮机的几级抽汽管道，以及低压缸汽封的抽汽和供汽管道等，因而使喉部的结构比较复杂。

喉部一般设计成扩散型，具有一定的扩压作用，使排汽在喉部的压力损失尽量小；出口端进入壳体的汽流速度场均匀，以保证凝汽器冷却面的热负荷均匀，避免因局部蒸汽速度过高而引起冷却管振动；旁路系统的末级减温减压装置排

汽温度应控制在  $80^{\circ}\text{C}$  以下,为此在喉部内应设置喷水装置,使旁路蒸汽进入喉部后得到进一步减温,保证低压缸及末级叶片的安全。

喉部一般都为低碳钢焊接结构,在真空条件下工作,必须能承受  $0.1\text{MPa}$  外压,具有足够的强度和刚度。现代凝汽器一般都利用钢管支撑加强,内部钢管支撑有正交支撑和斜撑两种。

#### 5.4 水室

凝汽器的水室是引导冷却水进入和离开冷却管的部件,水室设计应该使进入各冷却管的水量均匀,有足够的强度和刚度,对用海水冷却的凝汽器,水室还应具有良好的抗海水腐蚀的能力。

##### 5.4.1 水室的形式和结构

凝汽器一般采用钢板焊接成水室。

水室的外形和结构主要决定于管板上管束的外形、冷却水流程数、水室内的设计流速、设计压力和水室上冷却水接管的尺寸和位置等设计因素,分别有矩形水室、半圆柱形水室、楔形水室、球形水室和带平侧板的半圆柱形水室等。

水室内的流速应取得低些,一般可取  $1.5\text{m/s}$  左右,以此确定水室深度。但有时为了限制尺寸,流速可取  $2.5\text{m/s}$  左右。当冷却水从水室底部或侧面进入时,为了降低对冷却管端的冲蚀,冷却水进口接管离管板要有足够的距离,一般应大于  $250\text{mm}$ 。冷却水进、出口接管内的流速一般可在  $2\sim 3\text{m/s}$  范围内选择。

水室,特别是有胶球清洗装置的水室,设计时应力求避免涡流区和死角,以防止胶球的积聚。每个水室应设置两个人孔,以便清理和检修。

##### 5.4.2 水室的防腐蚀

凝汽器水室一般都由碳钢板焊接而成,在以海水作为冷却水的情况下,为避免海水对水室的腐蚀,目前一般都采用橡胶衬里或环氧树脂涂层。

另外,考虑到水室、管板、冷却管和冷却水接管等冷却水系统中各不同材料的组合常会发生电化学腐蚀,为此水室中往往设置保护阳极,以牺牲阳极来达到防腐的目的,目前用得较广泛的是锌或锰。

#### 5.5 管板

如前所述,凝汽器的宽度受汽轮机基础跨度的限制,当壳体宽度决定后,管板的宽度也就基本决定了。

目前一般都采用矩形或梯形管板。

(1) 管板的结构。凝汽器管板有单管板和双管板两种结构。近年来,由于钛管凝汽器的出现,钛管与钛管板的连接采用胀接加焊接结构,使密封性更加可靠。目前核电站凝汽器也大都采用了单管板。

(2) 管板的管孔。管孔一般为光孔。管孔在管板的进水侧应倒圆或倒角。但对于钛或不锈钢管板,由于管板与冷却管进行密封焊,其管孔不应倒圆或倒角。我国 JB/T 10085—1999《汽轮机表面式凝汽器》规定管孔公差为  $(d+0.2)\mu\text{m}$ ,管孔的表面粗糙度  $R_a$  为  $6.3\mu\text{m}$ 。

(3) 管板的厚度。凝汽器管板的厚度一般确定为  $25\sim 45\text{mm}$ 。

#### 5.6 中间隔板

凝汽器中间隔板的作用首先是作为壳体内部的支撑件,其次它还支承管束和其他一些内部构件。另外,中间隔板的

跨距,使冷却管在凝汽器运行工况下不发生共振及在汽流冲刷下不发生激振,保证冷却管的安全。

美国 HEI 标准推荐了一种工程上实用的中间隔板安全跨距的计算方法。

中间隔板的最小厚度应不小于  $12\text{mm}$ 。管孔应与管板一致,管孔两端倒角,利于穿管,并防止运行中切断冷却管。JB/T 10085—1999 中规定管孔公差为  $(d+0.4)\mu\text{m}$ ,表面粗糙度  $R_a$  为  $12.5\mu\text{m}$ 。

#### 5.7 凝汽器的热膨胀补偿和支承

##### 5.7.1 喉部补偿器

喉部补偿器有如下两种用得最为广泛。

(1) 不锈钢 U 型补偿器。补偿器一般都用不锈钢制造,以保证具有一定的疲劳寿命。

(2) 橡胶带补偿器。俗称“狗骨头”橡胶带补偿器,其优点是可以补偿较大的纵向和横向变形,缺点是有一定的寿命限制,不能长期使用。

##### 5.7.2 弹簧补偿装置

喉部与排汽口刚性连接的凝汽器,底部必须装设支承弹簧,用以补偿凝汽器的热变形。弹簧有碟形和螺旋形两种,在电站凝汽器上,一般都采用螺旋形。

##### 5.7.3 凝汽器的支承形式

凝汽器通过支承座支承在钢筋混凝土基础上,有弹簧支承和刚性支承两种。

当用弹簧支承时,喉部与排汽口为刚性连接,凝汽器的荷重及凝汽器的热膨胀由弹簧承受。弹簧支承的横向位移比较自由,凝汽器一般可以不设死点。

当喉部用补偿器连接时,凝汽器一般采用刚性支承。刚性支承的凝汽器应设热膨胀死点,并限制热膨胀的方向。

#### 5.8 旁路系统末级减温减压装置

目前的旁路系统,到达凝汽器的蒸汽参数仍较高(压力  $0.87\text{MPa}$ ,温度  $180^{\circ}\text{C}$  左右)。为了凝汽器的安全,对此必须再度进行减温减压,使旁路排放蒸汽的压力和温度适应凝汽器的要求。

目前,世界上普遍采用 2 级膨胀减温减压装置,如图 7.9-5 所示。

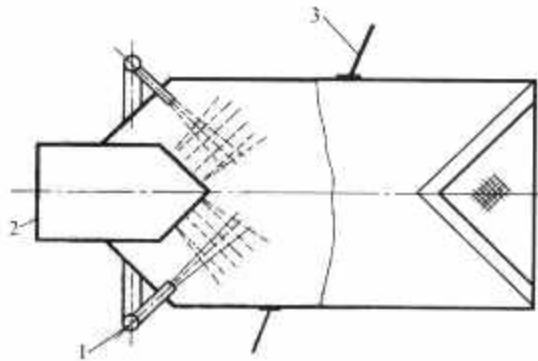


图 7.9-5 2 级膨胀减温减压装置简图  
1—冷却水进口; 2—蒸汽进口; 3—凝汽器喉部

## 6 凝汽器的材料

### 6.1 材料的选用

凝汽器主要结构的材料按 JB/T 10085—1999 中表 10 的规定。制造凝汽器所用的材料技术要求、质量和规格应符合我国的国家标准、部颁标准的有关规定,还应符合设计图纸上的有关要求。



## 6.2 冷却管

冷却管是凝汽器的主要传热元件。冷却管材料的正确选择是防止腐蚀、保证凝汽器安全可靠运行的重要措施，必须予以极大的重视。

目前，供凝汽器选用的国产管材主要有含砷的锡青铜和铝青铜管，还有镍白铜管和钛管。不锈钢管在我国已得到广泛使用。

## 6.3 管板

管板与冷却水直接接触，工作条件与冷却管基本一致。以淡水作为冷却水的凝汽器，一般可选用碳钢板管板；而对于海水凝汽器，应选用铝青铜、镍白铜或钛等耐海水腐蚀的材料作为管板材料。

## 7 抽气设备

抽气设备(或称为空气泵)的任务是不断地抽除凝汽器中的空气，以保持凝汽器所规定的真空。抽气设备的工作正常与否直接影响到凝汽器的性能。

### 7.1 抽气设备的种类

在现代电厂中，用得最为广泛的抽气设备有射汽抽气器、射水抽气器和水环泵三种。

#### 7.1.1 射汽抽气器

射汽抽气器以蒸汽作为工作介质，其优点为布置紧凑、结构简单、维护方便，并能在短时间内(5~10min)建立必要的真空，在中小型机组中用得十分广泛。

#### 7.1.2 射水抽气器

射水抽气器以压力水作为工作介质，与射汽抽气器一样，同样具有布置紧凑、结构简单、维护方便并能在短时间内建立必要的真空等优点。另外射水抽气器不消耗蒸汽，运行费用较低，系统简单，因而比射汽抽气器更加可靠，便于大功率单元机组的滑参数启动，也不必像射汽抽气器那样必须设置启动抽气器。

#### 7.1.3 水环泵

这是一种机械式抽气设备。

水环泵的结构复杂，有旋转部件，加工工艺要求高，系统复杂，造价贵。但它具有比引射式抽气器更高的经济性，而且容易实现自动化。它形成的真空与汽轮机组工况无关，噪声也比引射式抽气器小。设计合理的新型水环泵具有很高的可靠性。

### 7.2 抽气设备容量的确定

HEI 标准建议，实际选用的抽气设备的容量应不小于有关表、式所列数据，以保证在正常运行条件下有足够的抽气容量。

## 8 凝汽设备运行的一般知识

凝汽设备的运行正常与否、凝汽设备的运行性能和安全性直接影响到汽轮机装置的经济性和安全性，为此电厂必须制定完善的运行监督规程。

### 8.1 运行中的监督

凝汽设备运行性能的优劣，主要表现在凝汽器压力(真空)、凝结水过冷度和凝结水的品质等几个方面。

凝汽设备运行中，一般应对凝汽器压力  $p_c$ 、进入凝汽

器的蒸汽温度  $t_s$ 、凝结水温度  $t_c$ 、冷却水进出口温度  $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$  和压力  $p_{w1}$ 、 $p_{w2}$ 、凝结水的含氧量和含盐量、被抽出的汽—气混合物温度  $t_m$  以及进汽(或凝结水)量等进行监督。

### 8.2 凝汽器的反冲洗

冷却水中的杂物会导致管板上冷却管的堵塞、冷却水量减少、凝汽器真空恶化，严重时还会造成冷却水出口管虹吸破坏，冷却水供水中断而被迫停机，所以目前在直流供水系统中广泛采用反冲洗系统。

## 9 多压凝汽器

### 9.1 多压凝汽器的热力特性

随着汽轮机单机容量的增加和排汽口的增多，近年来，一些国家相继采用了多压凝汽器。所谓多压凝汽器就是将凝汽器的汽室分隔成 2 个或 2 个以上互不相通的部分，汽轮机各排汽口的排汽分别排入各自的汽室中，冷却水则串联通过各汽室的管束。由于各汽室的冷却水进口温度不同而使各汽室的压力也不同，因而汽轮机的各低压缸分别在不同的排汽压力下运行。凝汽器中冷却水及蒸汽的温度分布如图 7.9-6 所示。

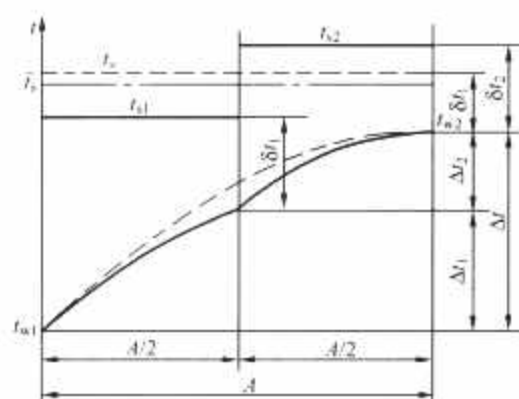


图 7.9-6 冷却水和蒸汽温度的分布  
——双压凝汽器；---单压凝汽器

图中可以看出，在多压凝汽器的传热过程中，冷却水除了在进口处  $t_{w1}$  和出口处  $t_{w2}$  相同之外均比单压凝汽器低，因此，传热性能优于单压凝汽器。

对任何凝汽器而言，多压凝汽器的平均压力  $p_{cm}$  总是小于单背压  $p_c$ ，这使汽轮机组降低了热耗、提高了机组的效率和出力。

目前 600MW 以上机组多采用双压或三压凝汽器。

采用多压凝汽器的优点一般表现为以下几个方面：

(1) 多压凝汽器比相同冷却面积和冷却水流量的单压凝汽器具有更低的平均凝汽器压力，因而可提高机组的效率和出力。冷却水进口温度较高，冷却倍率较小时，采用多压凝汽器的优越性更显著。所以，多压凝汽器一般都用在高温缺水地区的电站。

(2) 当凝汽器压力相同时，采用多压凝汽器可减少冷却面积和(或)冷却水量，因而可减少投资和(或)降低运行费用。

(3) 由于多压凝汽器将低压段的凝结水引入高压段，并使之加热到高压段所对应的饱和温度，凝结水出口温度的提高减少了汽轮机的抽汽量，增加了机组的出力。

在冷却水量和冷却面积相同的条件下，采用多压凝汽器



一般可使汽轮机装置效率大致提高 0.15%~0.25%。

9.2 多压凝汽器的布置与结构

根据具体条件，多压凝汽器可以是单壳体或多壳体，单流程或双流程，纵向布置或横向布置多种形态。多压凝汽器一般不用双流程。

(1) 多压凝汽器的一个关键问题是凝结水的输送问题，为了充分提高凝结水出口温度以提高循环效率，多压凝汽器低压侧的凝结水一般都应输送到高压侧，并利用喷淋或淋水盘方式使之加热。目前用得最多的是双壳体、双背压单流程、横向布置的凝汽器，如图 7.9-7 所示。多压凝汽器中凝结水在高压区段中的回热是非常重要的。一个设计得好的淋水加热装置，能够使低压区段的凝结水在高压段的回热率达到温差的 80% 以上。双壳体双压凝汽器由于水位差和回热装置，其热井要比一般凝汽器高些。

(2) 多压凝汽器的抽气系统，一般将高压区段的汽—气混合物用管道引入低压区段的抽气系统中一起抽出，即所谓串联抽气系统。该系统引入位置要特别设计，阻力不大于高、低压区段间的压差，以免高压段空气阻塞，影响传热效果。也有采用并联抽气系统的，即各压力区段采用各自独立的抽气系统。

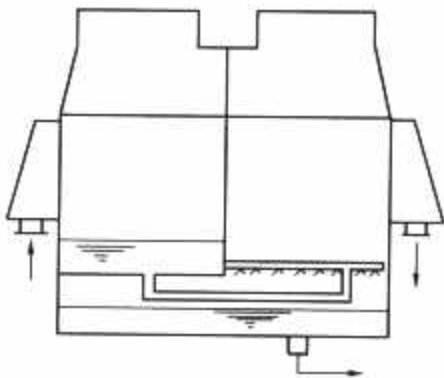


图 7.9-7 双壳体、双背压单流程、横向布置的凝汽器

10 空冷式凝汽设备

空冷式凝汽设备以空气作为基本冷却介质，基本上不消耗冷却水，因此可用在缺水地区。空冷式电站可以作为水冷式电站的一个补充，使电站选址有更大的回旋余地，更加合理。

空冷式凝汽设备关键是空冷散热器(空冷岛)。空冷散热器是翅片管式热交换设备，它利用环境空气作冷源，来冷凝或冷却发电厂汽轮机乏汽，从而完成发电厂的蒸汽动力循环。

空冷式凝汽设备详见本卷第 10 篇大型空冷式汽轮机组。



表 7.10-2 加热器的分类

分 类	种 类			优 点	缺 点
按布置形式	立 式	顺 置		结构简单、疏水容积较大、占地较少	传热管内积水无法排去，抽芯不方便
		倒 置 (见图 7.10-2)		结构简单、布置合理、占地少、维修方便	疏水容器较小、水位控制困难
	卧 式 (见图 7.10-1)		结构简单、布置合理、维修方便、疏水容积大	占地多、水位控制要求高	
按结构形式	密封形式 (见图 7.10-3)	法兰螺栓密封	小开口 [见图 7.10-3(a)]	结构紧凑、体积小	用于高压时密封效果较差
			大开口 [见图 7.10-3(b)]	检修空间大、制造方便	拆卸不方便、密封效果差
		压力自密封	小开口 [见图 7.10-3(c)]	结构紧凑，密封效果好、拆装方便	人员进出较不方便
			大开口 [见图 7.10-3(d)]	检修空间大，密封效果较好	体积大、成本高，仅适用立式顺置
		模板密封 [见图 7.10-3(e)]		密封效果好，结构简单	检修不方便
	传热管形式	螺旋管		省去了高压水室和管板，能承受较大的温度变化率	体积大、热效率低，质量大，材料多、焊口易漏
		蛇形管			
		直 管		结构简单、装配方便	需考虑传热管的自由膨胀问题
		U 形管		结构紧凑、布置合理，传热管可自由膨胀	管子管板连接要求高，需严格控制温度变化率

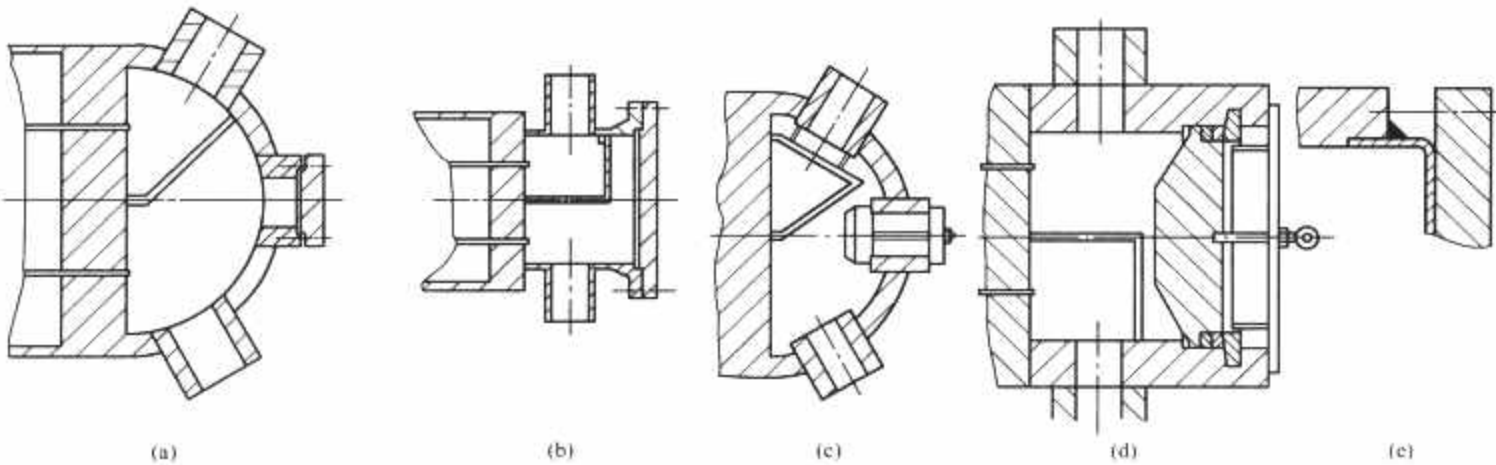


图 7.10-3 各种水室密封形式

(a) 小开口法兰密封；(b) 大开口法兰密封；(c) 小开口压力自密封；(d) 大开口压力自密封；(e) 膜板密封

2 热力设计与计算

2.1 热平衡计算

加热器的热力参数如图 7.10-4 所示，其中蒸汽进口压力  $p_1$  等于汽轮机抽汽压力减去抽汽管道总压损。

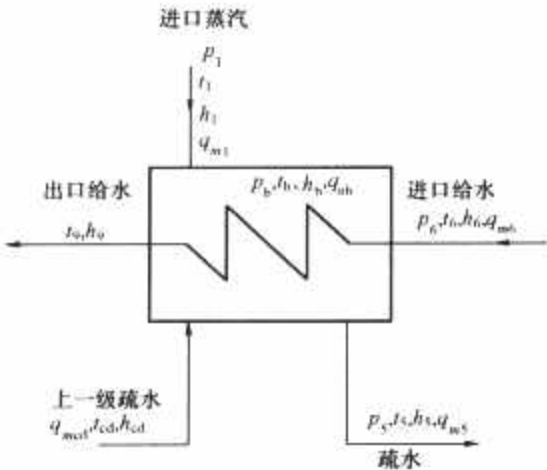


图 7.10-4 加热器的热力参数

按图可列出热平衡式得

$$\eta q_{m1}(h_1 - h_5) = q_{m5}(h_9 - h_6) - q_{mcd}(h_{cd} - h_5)$$

进而可得进汽量为

$$q_{m1} = \frac{q_{m5}(h_9 - h_6) - q_{mcd}(h_{cd} - h_5)}{\eta(h_1 - h_5)} \tag{7.10-1}$$

式中： $\eta$  为散热损失系数，一般取 0.98~1.0； $q_m$  为质量流量，kg/h； $h$  为比焓，kJ/kg；下标 cd 为上一级疏水。

图 7.10-4 中  $t$  为温度 (°C)， $p$  为压力 (MPa)，其余参数含义同式 (7.10-1)。

加热器的主要传热区段是凝结段。过热蒸汽冷却段的设置应根据进汽压力、给水端差和蒸汽过热度的大小来确定。通常进汽（绝对）压力小于 1MPa 就不宜设置过热蒸汽冷却段，因此，低压加热器不应取太小的给水端差。疏水冷却段的设置应根据疏水出口温度的要求来确定。如果要求疏水出口温度小于壳侧运行压力下的饱和温度，这时应设置疏水冷却段。通常，疏水端差不小于 5.6℃，当要求小于 5.6℃时，应采用外置式疏水冷却器。

2.2 管侧流速

对于给定的工况，在平均温度（进出口温度的算术平均值）下管束的给水流速不应超过表 7.10-3 中之规定值。





(3) U 形弯头部分的阻力损失  $\Delta p_3$  计算公式为

$$\Delta p_3 = \epsilon_3 \frac{c_1^2}{2v} \times \frac{N}{2} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (7.10-8)$$

式中： $\epsilon_3$  为 U 形弯头局部阻力系数，取 0.5； $N$  为流程数；其余参数含义同前。

(4) 传热管直段阻力损失  $\Delta p_4$  计算公式为

$$\Delta p_4 = \lambda_2 \frac{c_1^2}{2v} \times \frac{Nl}{d_i} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (7.10-9)$$

式中： $\lambda_2$  为摩擦阻力系数，可取为  $0.3164Re^{-0.25}$ ， $Re$  为介质雷诺数； $l$  为传热管直段长度，m； $d_i$  为传热管直径，m；其余参数含义同前。

无论在过热蒸汽冷却段（器）内还是在疏水冷却段（器）内，其总压降不应大于 35kPa。

4 给水加热器的结构

4.1 传热管

选择给水加热器传热管的材质和规格适当与否，将对加热器的寿命、可靠性、安全性和成本产生重要影响。

各种管材的最高使用温度列于表 7.10-7。

传热管应按设计条件合理选取壁厚，并且在任何情况下不得低于表 7.10-8 所规定的数值。

表 7.10-7 传热管的最高使用温度

管 材		温 度
碳 钢		425
钼钢 (15Mo3)		500
奥氏体不锈钢		425
锡青铜 (HSn70-1)		230
加砷青铜 (H68A)		200
铜 镍	B10	315
	B30(退火)	370
	B30(除应力)	425

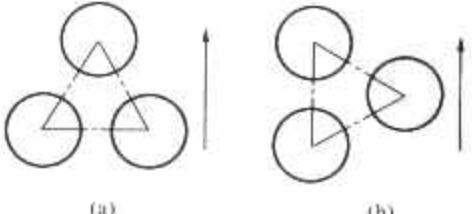
表 7.10-8 传热管最小壁厚

材 料	最小管壁厚度(公称壁厚)
铜及铜合金	1
镍合金	1
不锈钢(U形管)	0.9
不锈钢(直管)	0.7
碳 钢	1.27

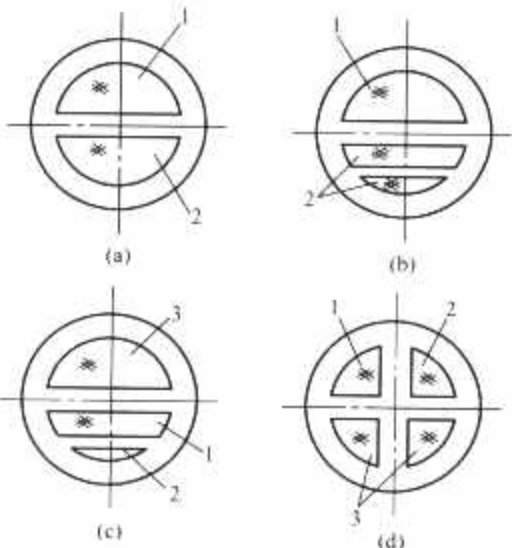
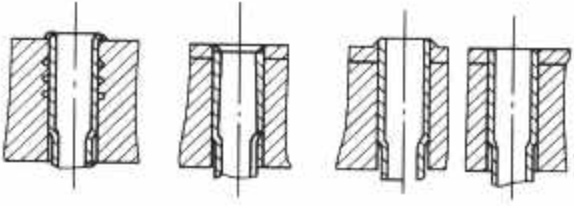
4.2 管板

管板的排列形式、布孔方式及管子与管板的连接方式见表 7.10-9。

表 7.10-9 管板排列形式、布孔方式及连接方式

项 目	简 图
孔带排列形式	<div><p>(a) 正三角形排列；(b) 转角正三角形排列 箭头所指为介质流动方向</p></div>

续表

项 目	简 图
管孔布置方式	<div><p>(a) 标准二流程管孔排列；(b) 带部分流量内置式疏水冷却段的二流程管孔排列；(c)、(d) 四流程管孔排列 1—给水进口区；2—给水出口区；3—给水中间转折区</p></div>
管子与管板连接方式	<div><p>(a) 胀管连接，适用于低压加热器； (b)、(c) 胀—焊连接方式</p></div>

4.3 隔板

加热器汽侧壳体内部的隔板可分为导流板和支撑板。导流板的作用是使壳侧流体以一定的速度和方向流过管束。支撑板的作用是减小传热管挠度，提高管束刚度。两种隔板均起到防振作用，其形式如图 7.10-7 和图 7.10-8 所示。为使管外介质以一定流速和方向冲掠管束，导流板通常均开有缺口，其间距也以一定长度布置。流通面积  $A_H$  计算方法为

横向冲掠

$$A_H = L(h - nd_r) \quad (\text{m}^2) \quad (7.10-10)$$

式中： $L$  为导流板长度，m； $n$  为计算截面上的管子数； $d_r$  为管子直径，m； $h$  为导流板宽度，m。

纵向冲掠

$$A_L = A_N - \frac{\pi}{4} n d_r^2 \quad (\text{m}^2) \quad (7.10-11)$$

式中： $A_N$  为窗口面积， $\text{m}^2$ ； $n$  为窗口所包容的管子数； $d_r$  为管子直径，m。

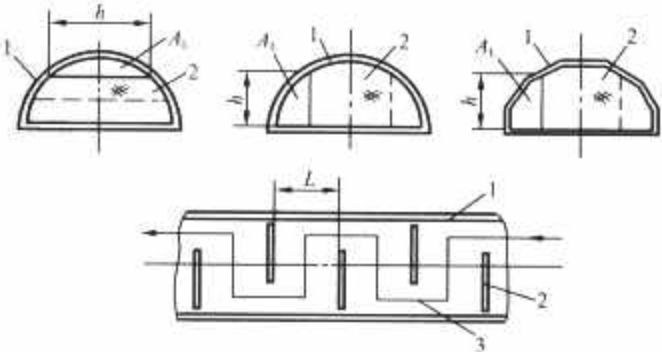


图 7.10-7 导流板的布置形式  
1—包壳；2—导流板；3—流线

导流板的窗口及间距应选取适当，以保证换热效果，同

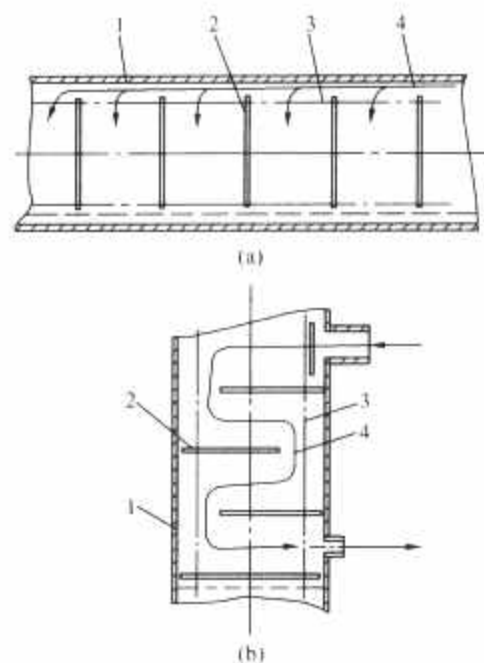


图 7.10-8 支撑板的布置形式  
(a) 卧式加热器；(b) 立式加热器  
1—壳体；2—支撑板；3—管束；4—流线

时又不至于产生过大的压力降和振动。隔板最大间距不应超过表 7.10-10 所列数据。

表 7.10-10 隔板最大间距	
传热管外径(mm)	最大间距(m)
16	1.220
19	1.370
22	1.450
25	1.520

4.4 接管

接管内径计算公式为

$$d=\sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (\text{mm}) \quad (7.10-12)$$

式中：A 为通流截面，mm<sup>2</sup>，按表 7.10-11 查取。

表 7.10-11 通流截面		mm <sup>2</sup>
接管名称	通流截面	
蒸汽进口	$q_{m1}v\rho^{0.09}/(0.175n)$	
给水进、出口	$q_{m1}v$	
疏水出口	$0.0036c_1$	
疏水进口	$q_{m1}v/(0.277\sqrt{\rho})$	

注 ρ 为混合密度，kg/m<sup>3</sup>；q<sub>m1</sub> 为质量流量，如图 7.10-4 所示，kg/h；v 为平均比体积，m<sup>3</sup>/kg；c<sub>1</sub> 为流速，m/s；n 为蒸汽接管数量。

对于给水进、出口，管内流速不大于 3m/s；对于疏水出口，该值不大于 1.2m/s。

给水加热器的强度计算应符合中华人民共和国国家劳动总局颁布的《压力容器安全技术监察规程》(1999 版)和 GB 150—1998《钢制压力容器》的有关条款。

5 保护系统

如果加热器发生故障或传热管泄漏，高压水进入壳体，使正常水位发生波动，甚至水从抽汽口返入汽轮机，就会给主机带来事故。故必须设置保护系统，以防事故发生。

5.1 给水旁路系统

该系统常用于小功率机组的高压加热器上。系统采用一个液动或电动三通阀与一个出口截止阀配合，完成给水的旁路功能。加上疏水调节阀、危急疏水阀和安全阀等形成一个完整的保护系统。

300MW 以上机组的高压加热器中常用的是小旁路系统。它与大旁路的区别在于每个高压加热器可以分别解列，其他加热器可以继续运行。

5.2 安全阀

安全阀应按以下原则正确选取：

- (1) 管侧泄压阀无排放量要求，一旦打开，压力会迅速下降，一般选取接管口径 DN20 的微启式安全阀。
- (2) 壳侧安全阀的设计温度和设计压力应等于加热器本体壳侧的设计温度和设计压力。壳侧安全阀的排放量应取下述流量的较大者（排放压力比开启压力高 10%），并以此来决定口径：

- 1) 规定通过加热器的最大超负荷给水流量的 10%（安全阀工作温度应取最大超负荷时的给水平均温度）。
- 2) 加热器的一根传热管完全断裂，导致其排放流量像节流孔似的两个断口端所具有的排放流量。确定该流量时节流孔的直径等于管子的公称内径，孔板系数为 0.9，通过节流孔的压差等于管侧和壳侧设计压力之差。选用该安全阀时，其设计温度取正常运行工况时管侧给水的平均温度。

6 给水加热器的运行

6.1 温度变化率

随着机组参数不断提高，高压加热器的单件体积也越来越大，大型锻件和厚板材普遍使用，限制热应力冲击的要求也越来越严。为避免过大的热应力冲击加热器本体，造成不必要的损失，给水加热器的启停应严格遵守温升率和温降率的规定。据研究表明，温升率和温降率应控制在 1.85℃/min 之内，最多不超过 3.7℃/min，温度变化率增大，故障会明显增多，加热器寿命明显缩短。加热器在各种温度变化率时的预计循环寿命见表 7.10-12。

表 7.10-12 加热器的循环寿命			
温升率 (℃/min)	循环次数	温降率 (℃/min)	循环次数
13.15	1250	73.3	1250
7.4	20 000	7.4	20 000
3.7	300 000	3.7	300 000
1.85	∞	1.85	∞

从表看出，控制温升率比控制温降率对加热器寿命更为重要。控制温度变化率的可行方法是监视给水出口温度的变化。

6.2 水位的热态调试

给水加热器在制造完工出厂前都须标明正常水位的几何位置。但是，由于水位取样的上下接口处在不同的位置，在伯努利效应作用下，不同的流速会产生不同的静压。这样，上下取样口之间会产生一个静压差，使仪表显示的水位高于容器内部的真实水位，这在卧式加热器中表现尤其明显。这个水位差值有时达到 50mm 以上。对于具有内置式疏水冷却



段的加热器来说, 这个水位差将使疏水冷却段的进口露出水面, 导致“虹吸作用”丧失, 蒸汽进入疏水冷却段, 危害加热器。

由于容器内各处的介质流速很难预先准确估计, 所以合适的水位只有在加热器投运以后通过热态调试来确定。

### 6.2.1 调试条件

(1) 机组在设计负荷条件下稳定运行。

(2) 与加热器有关的设备及加热器各控制、检测、附属装置、阀门运行正常, 齐全可靠。

(3) 各热力参数显示正常, 符合调试要求。

### 6.2.2 调试步骤

(1) 解除加热器自动保护, 由人工监控运行。

(2) 记录各项参数作为调试初始参数。

(3) 调整液位控制器设定值, 使水位以一定幅度上升。

(4) 每次调整后稳定 5~15min, 然后记录各参数 (包括给水进出口、疏水出口温度及水位等)。

(5) 逐次抬高水位, 直至水位显示装置满水或将要满水。

(6) 按上述方法再逐步降低水位, 以观察回复性是否良好。

(7) 调试结束, 恢复加热器自动保护运行。

### 6.2.3 水位调整曲线图

水位调整曲线如图 7.10-9 所示。

按图找出最佳水位值 (最佳水位不一定是疏水端差最小的水位), 这时的疏水端差可以达到或接近设计值。根据定出的新的正常水位值, 把所有的水位取样装置按照这一个水

位值抬高, 并重新调整疏水自动调节装置。

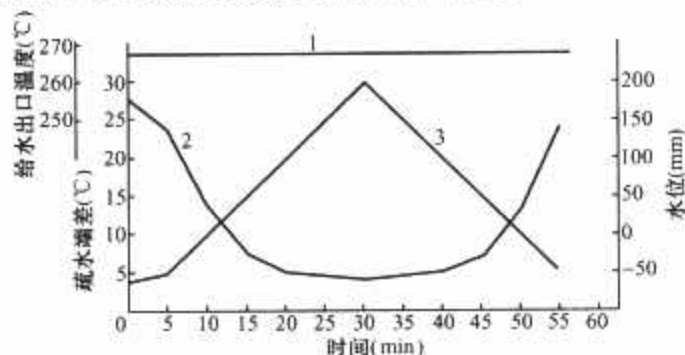


图 7.10-9 水位调整曲线

1—给水出口温度; 2—疏水端差; 3—水位

### 6.3 给水加热器对水质的要求

加热器的传热管管壁较薄, 易受腐蚀而损坏。为此, 必须对水质提出一定的要求。

(1) 对碳钢管加热器要求进口给水的 pH 值不小于 9.6, 整个系统的 pH 值保持在 9.3~9.6 之间。

(2) 给水溶解氧的质量浓度不超过  $7\mu\text{g/L}$ 。

(3) 加热器的出口给水和疏水的铁离子质量浓度应低于  $5\mu\text{g/L}$ 。

(4) 对于使用铜和铜合金管作传热管的加热器还应控制溶解氨、溶解硫的质量浓度, 以免引起应力腐蚀、脱锌和脱镍等的损坏。

(5) 对使用奥氏体不锈钢作传热管的加热器, 还应控制氯离子的质量浓度, 以免引起应力腐蚀。

# 第 11 章 给水除氧设备

## 1 原理、分类、参数和设计要求

### 1.1 给水除氧的必要性

#### 1.1.1 除氧设备的任务

- (1) 除去锅炉给水中溶解的氧气和其他气体，以防止热力设备的腐蚀和传热的变坏，保证热力设备能安全经济的运行。
- (2) 加热给水以提高机组热效率。

#### 1.1.2 除氧原理

给水除氧方法一般有化学除氧和物理除氧。

化学除氧是利用一些易和氧起化学作用的药剂，使与水中溶解的氧化合而达到除氧的目的，该法能彻底除氧，但不能除去其他气体，且生成的氧化物还会增加给水中可溶性盐类的含量，同时价格较贵。在要求给水彻底除氧的火力发电厂中，常把化学除氧作为一种补充除氧的手段，广泛采用的是物理热除氧，后者价格低廉，既能除氧又能除去其他气体，还没有任何残留物质。

热力除氧的原理是建立在亨利定律和道尔顿定律的基础上，即气体在水中的溶解度与气体的种类、水的温度及气体的分压力有关。在给定的温度下，溶解于水中的某种气体的溶解度与该种气体在水面所接触的气体中的分压力成正比，即

$$C_i = K_i(p_i/p) \tag{7.11-1}$$

式中： $C_i$  为某种气体在水中的溶解度，mg/L； $K_i$  为该种气体的溶解度系数，mg/L； $p_i$  为该种气体的分压力，MPa； $p$  为气体总压力，MPa。

气体的溶解度与气体的种类及水的温度有关，见图 7.11-1 所示。从该图可知，在温度、压力相同的条件下，不同种类的气体的溶解度是各不相同；任何一种气体，其溶解度随着温度的升高而下降。

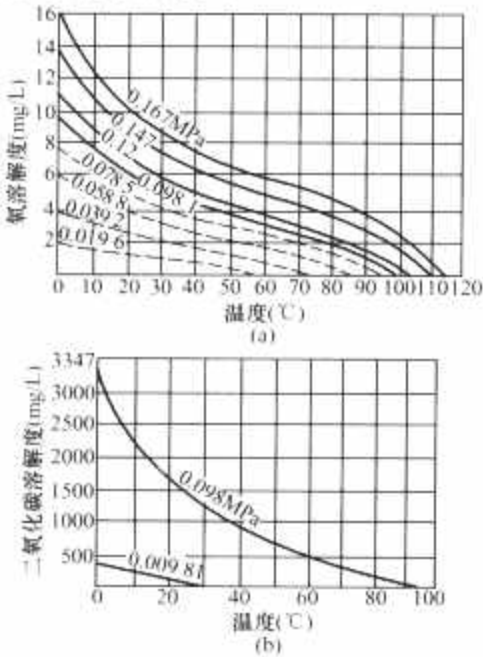


图 7.11-1 水中溶解气体量与温度的关系  
(a) 水中氧的溶解度；(b) 水中二氧化碳的溶解度

水中气体溶解量相对应的水面上的该气体的分压力又称为平衡压力  $p_b$ ，其表达式为

$$p_b = C_i p / K_i \tag{7.11-2}$$

由此，若平衡压力大于该气体在水面上的实际分压力，则该气体就会在不平衡压差  $\Delta p$  作用下自水中离析出来，直至达到新的平衡状态为止。反之，将会发生该气体继续溶于水中的过程。所以，如能将某种气体从液面上完全清除掉（即其实际分压力等于零），就可把该气体从液体中完全除去。同时，根据道尔顿定律，将水定压加热时，其饱和蒸汽压力升高，液面上水蒸气的分压力将增加，相应地液面上其他气体的分压力将降低，从而达到除去液体中某种气体的目的。

由此，热力除氧的原理便是在定压下将水加热至其沸点，使蒸汽的分压力几乎等于液面上的全压力，其他气体的分压力则趋于零，于是溶于水中的这些气体就有可能从水中全部逸出而被除去。

### 1.2 除氧设备的分类

除氧设备的类型很多，可按工作机理、参数和结构形式分类。

#### 1.2.1 按工作机理分类

- (1) 物理除氧。以物理学中有关吸收与解吸现象的理论为基础设计的除氧设备分为热力除氧设备和解吸除氧设备。通过将水定压加热到饱和温度从而达到溶解氧从水中析出的除氧器称为热力除氧器。通过将水面上的气相空间充以对热力设备无害的其他气体（如氮气）来去除水中的溶解氧、达到除氧目的的除氧器称为解吸除氧器。
- (2) 化学除氧。化学除氧分为化学药剂除氧和钢屑除氧。前者是在水中添加适量的化学药剂如亚硫酸钠等，将水中的溶解氧固定，形成稳定的化合物，然后借助锅炉排污将化合物排出炉外。

而当一定温度的水通过钢屑时，水中的溶解氧将与铁发生化学反应，消耗掉水中的氧。根据这一原理可研制成钢屑除氧器。

- (3) 电化学除氧。当在溶有氧的水中插入电极板时，在直流电动势的作用下，氧得到电子并与水分子作用生成氢氧根，然后与阳极板金属生成稳定的氢氧化物，从而达到除氧的目的。人们利用这一原理制成了电化学除氧设备。

- (4) 其他除氧机理。随着科学技术的发展，人们在不断的探索新的除氧机理和相应的除氧设备，如树脂除氧、离子交换除氧等。

#### 1.2.2 按工作压力分类

按照工作压力可将热力除氧设备分为真空式、大气式和压力式，见表 7.11-1。

表 7.11-1 除氧设备按工作压力分类		MPa
名 称	工作压力（表压） $p$	
真空式除氧器	< 0.065	
大气式除氧器	0.065~0.098	
压力式除氧器	> 0.098	

1.2.3 按结构形式分类

除氧器的结构形式繁多。按除氧器的外形可分为立式和卧式；按除氧头的布置位置可分为有头除氧器和无头除氧器；按热力除氧器的内部除氧元件可分为喷雾式、淋水盘式、填料式、喷雾—填料式、喷雾—淋水盘式、喷雾—蒸汽喷盘式以及其他形式的除氧器。

在我国火力发电厂中广泛采用的是压力式热力除氧器。因此在本章的以下各节中，只叙述与热力除氧器有关的内容。

1.3 除氧设备的特性参数

1.3.1 给水除氧指标

按 GB 12145—1999《火力发电机组及蒸汽动力设备水汽质量标准》中规定，锅炉给水中溶氧量应符合表 7.11-2 的规定指标。

表 7.11-2 锅炉给水溶氧量标准

炉型	汽包锅炉				直流锅炉
锅炉压力 (MPa)	3.8~5.8	5.9~12.6	12.7~15.6	15.7~18.3	5.9~18.3
溶氧量 (μg/L)	≤15	≤7	≤7	≤7	≤7

1.3.2 热力除氧特点及特性参数

1.3.2.1 热力除氧特点

热力除氧过程一般可分为两个阶段，即初期除氧阶段和深度除氧阶段。

(1) 初期除氧阶段。在初始加热过程中，水中溶解的气体主要以机械离析方式进入气相。因水中溶解的气体较多，两相不平衡压力较大，故气体可以呈小气泡形式克服表面张力而离析出水。在这一过程中，能去除水中 80%~90% 的气体。

(2) 深度除氧阶段。深度除氧是热力除氧的最后阶段，经过初期除氧后，水中仅残留少量的气体，气液两相之间的不平衡压差很小，故溶解于水中的气体不再具有克服表面张力从水中离析出来的能力，此时气体只能以分子形式从水中扩散出来。扩散过程与气体分子的动能、介质的性质以及需要扩散的距离有关，实际除氧中必须加大蒸汽与水的接触面积，缩小氧逸出时所经历的扩散距离，同时造成水的湍流来加强扩散作用，从而达到深度除氧的目的。

1.3.2.2 热力除氧的主要特性参数

热力除氧设备的主要特性参数有设计压力、工作压力、设计温度、出水温度、出力和温升等。

(1) 设计压力。设计压力应根据运行中的最高工作压力来确定。目前较多电厂的定压运行除氧器的设计压力不低于额定工作压力的 1.3 倍，滑压运行除氧器的设计压力不低于汽轮机在最大连续输出功率下运行时除氧器所采用的回热抽汽压力的 1.25 倍。

(2) 工作压力。工作压力是指除氧器顶部在正常工作过程中所产生的表压力，该值是通过技术经济比较和实用要求确定的。影响除氧器工作压力的因素应该包括汽轮机的抽汽压力、汽轮机抽汽段的压力误差以及合理的裕度，同时还应顾及对给水泵的能耗的影响和对系统暂态工况运行时的安全性的影响。

(3) 设计温度。除氧器的设计温度不应低于下列两个温度中的较大值：

1) 汽轮机在最大连续输出功率下运行时除氧器所采用

的回热抽汽温度。

2) 除氧器在启动或低负荷运行时所采用的辅助蒸汽温度。

水箱的设计温度不低于最高工作压力下介质的饱和温度，且不低于 205℃。

(4) 出水温度。出水温度是指除氧水箱出口处的水温。除氧器是一个混合加热器，在稳态运行工况下，除氧器内的工质始终处于额定工作压力下的饱和状态，水箱中的水温是均一的，因此水箱出口处的水温就等于除氧器额定工作压力对应的饱和温度。

(5) 除氧器出力。除氧器出力是指除氧器出水管在单位时间内输出符合规定溶解氧含量的给水量。它有额定出力、最大出力和最小出力之分。

(6) 温升。温升是指除氧器进水平均温度与除氧器工作压力所相应的饱和温度之差。

1.4 除氧器结构设计的基本要求

除氧器结构设计应满足下列基本要求：

(1) 除氧器应具有一定的空间容积，使水汽有足够的接触时间，以保证水中所溶气体排出。同时为了使机组在甩负荷或进汽压力突然变化时除氧头与水箱之间的蒸汽压力能迅速达到平衡，除氧头和水箱之间的汽水流通应均匀、通畅。

(2) 定压运行的除氧器，在除氧器的常用回热抽汽管道上应装设电动隔离阀、调节阀和高、低水位自动警报装置以保证除氧设备压力稳定。当采用高一级回热抽汽作为汽轮机低负荷工况下除氧器的加热蒸汽时，应在切换蒸汽管道上装设电动隔离阀和减压阀。

(3) 滑压运行除氧器，在除氧器常用回热抽汽管道上不装设加热蒸汽调节阀。当采用启动锅炉的蒸汽（或厂用辅助蒸汽）作为启动加热蒸汽，或者采用高压缸排汽（冷段再热蒸汽）作为汽轮机低负荷工况下使用除氧器的备用加热蒸汽时，应在切换蒸汽管道上装设稳压集箱。除氧器在滑压运行阶段，稳压集箱一般处于热备用状态，通过稳压集箱入口蒸汽压力调节阀来维持除氧器的额定工作压力。在启动和低负荷运行阶段，可通过稳压集箱出口蒸汽压力调节阀来维持除氧器高压运行。稳压集箱的设计压力可按除氧器设计压力确定，设计温度可按最高进汽温度确定；稳压集箱的公称直径应不小于除氧器常用抽汽管道的公称直径加 200mm。

(4) 除氧器各组成元件应坚固耐用、耐腐蚀。除氧器内的凝结水喷嘴、加热蒸汽喷管、淋水盘、散水槽、填料层、加强圈等部件的布置不仅应使除氧器具有高效的传热、传质性能，而且应使除氧器具有合理的承载结构和足够的强度、刚度。除氧器的壳体应考虑腐蚀裕量，该量一般除氧头为 2.5mm、水箱为 1.6mm。

(5) 每台除氧器至少应配置两只安全阀，直接安装在除氧器上。安全阀应采用全启式弹簧安全阀，总排放量不应小于除氧器的最大进汽量。对设计压力低于常用最大抽汽压力的定压运行除氧器，安全阀的总排放量不应小于除氧器额定进汽量的 2.5 倍。对设计压力高于常用最大抽汽压力的滑压或定压运行除氧器，安全阀的总排放量不应小于除氧器的额定进汽量。

(6) 除氧器的焊接结构设计应符合 GB 150—1998《钢制压力容器》中的有关规定。当除氧器内部构件采用焊接连接时，应减少由于构件之间不均匀热膨胀和承载后不同变形所引起的约束应力。当除氧器内部构件采用螺栓连接时，应采取点焊等措施，防止螺母与螺柱之间松动和脱落。



(7) 除氧器上应设置人孔门,其直径根据检修时拆卸至壳体外的零件尺寸决定,但不应小于 DN450mm。

(8) 除氧器的结构应便于内部检修及安装。

## 2 热力除氧器

### 2.1 除氧器的主要结构形式

除氧器的结构必须满足热力除氧的基本原理和传质规律的要求,即应将全部水都加热到除氧器工作压力下的饱和温度,并有尽可能大的汽水接触面积和不平衡压差  $\Delta p$ 。

目前,我国电厂中最常用的是有头除氧器和无头除氧器。有头除氧器即包含除氧头和水箱,按其内部除氧元件的不同又可分为喷雾式、淋水盘式、填料式、喷雾—填料式、喷雾—淋水盘式、喷雾—蒸汽喷盘式以及其他形式的除氧器。

#### 2.1.1 有头除氧器的主要结构形式

##### 2.1.1.1 除氧头的主要结构形式

(1) 淋水盘式。这是旧式中、小型电厂中使用比较广泛的一种结构形式,使用的抽气压力为 0.12~0.25MPa,故亦称大气式除氧器。

这种除氧头内的给水是通过多层平行的带孔淋水盘形成大量细水流,自上而下流入最下层淋水盘后进入水箱。加热蒸汽由除氧头的下部进入汽室,并经最下层淋水盘的通汽孔上升,不断穿过下落的水流。在汽流上升的同时,通过热量的传递,把水加热到相应压力下的饱和温度。这时水中的溶解氧不断解析出来,并被汽流携带上升,最后从顶部的排汽管排出。

该除氧器在稳定的运行条件下可取得预期的除氧效果,但受结构的限制,对运行工况变化的适应性较差。在高负荷时易形成溢水,使传热条件变坏,尤其当抽汽压力下降或给水量增加、进水温度较低时,因受到热交换条件的限制,除氧效果就较差。同时淋水小孔易被水垢或腐蚀物堵塞,影响除氧效果。

(2) 喷雾式。这是一种有较好除氧效果的结构,它用喷嘴将需要除氧的水喷射成雾状微粒,由于水与加热蒸汽接触面积大大增加,有较好的热交换条件,使溶解于水中的氧能迅速地除去。这种除氧头对水温要求较低,低温水进入后仍能立即加热至饱和温度,不会影响除氧效果,这是淋水盘式除氧头无法比拟的优点。在喷雾过程中,大约有 90% 溶解于水中的氧气以小气泡形式逸出,残余部分将靠扩散来除去。但当水滴大量雾化时,由于水滴直径变小、表面张力增大,从而影响包含于水滴中部分气体向外的扩散。因此,单靠喷雾还不能获得满意的除氧效果,必须通过增加水与加热蒸汽表面面积接触机会,从而达到进一步深度除氧的效果,如装设填料层、淋水盘等十分有效的深度除氧装置。

(3) 填料式。填料式除氧头内,装有一种由比表面积较大的固体物所组成的填料层,其目的就是使水流经填料层被分散呈水膜状态,充分与蒸汽接触,加热除去水中溶氧。因填料的表面积是固定不变的,所以它不受运行工况的影响。填料一般是用不易腐蚀且不会污染水质的材料制成。填料按其在除氧设备中放量的相对位置,可分为无规则的与有规则的 2 种。无规则堆放的填料有  $\Omega$  形、圆环形、拉西环形状等;有规则堆放的填料有栅格式、托盘式等。

当加温度  $\Delta t = 20 \sim 30^\circ\text{C}$  时,除氧头的除氧强度可达  $90 \sim 100 \text{ m}^3 / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ;但当  $\Delta t$  升到  $80 \sim 90^\circ\text{C}$  时,除氧强度降至  $20 \sim 30 \text{ m}^3 / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ,此值比淋水盘式除氧头的除氧强度还小。可见,采用本结构的除氧头时,应严格控制水

温。因制造填料需用大量不锈钢材料,故除氧头全部采用填料式也不利于提高经济效益。因此,现代电厂中除氧头内的结构仅部分采用填料式,再与其他形式结构相组合,取长补短,以获得较好的除氧效果。

(4) 喷雾—蒸汽喷盘式。这是一种将进水通过喷水管及喷嘴呈雾状喷出并被加热而完成除氧的除氧头,同时加热蒸汽在喷盘内对进水进行再次加热,使水内氧气进一步扩散以达到深度除氧的目的。由于水经过二次加热、扩散,故除氧效果良好。

(5) 喷雾—角钢栅盘式。这是一种利用角钢栅盘作为填料结构的除氧头,角钢栅盘是用普通型钢或耐腐蚀的薄钢板弯曲成形后按一定的节距组合而成的。该设备依靠角钢栅盘本身所形成的水膜以及水流依层次下落时所形成的水幕作为汽、水传质过程的界面。除氧头上面为喷雾区,下面为填料层,中部筒壁上装有一截锥形挡水板,环与填料层之间装有一层配水淋水盘,下部装有 9 层角钢制成的栅盘,总高约为 900mm。一次加热蒸汽由填料层下部进入,二次蒸汽管是从除氧头顶部分直接插入雾化区。水的雾化靠喷嘴来完成,深度除氧靠角钢栅盘填料层来完成。

(6) 喷雾—填料式。喷雾填料式除氧器是喷雾和填料两种除氧形式的组合,上面为喷雾层,下面为填料层。水的雾化靠喷嘴来实现,深度除氧靠填料层中的填料来完成。在喷雾层内先利用喷嘴将需除氧的水喷成雾状,通过水汽的混合达到水的加热和初步除氧过程。经过喷嘴除氧后的水和填料层相接触使水在填料层表面形成水膜状态,再通过向上流动的加热蒸汽在填料层中与水的接触来达到深度除氧。因此,这种除氧器有较好的除氧效果。单封头喷雾填料式除氧器如图 7.11-2 所示。

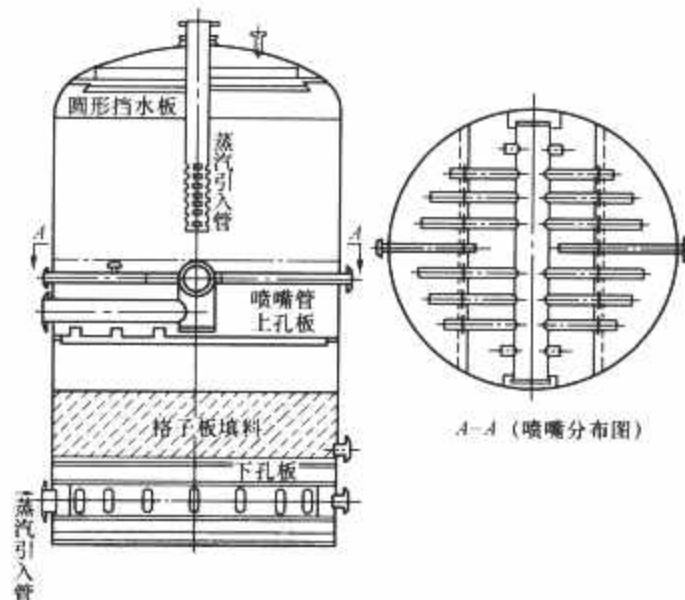


图 7.11-2 单封头喷雾填料式除氧器

(7) 喷雾—淋水盘式。喷雾—淋水盘式除氧头常见的有立式和卧式两种形式,目前国内外大型火电机组中常采用卧式。该装置卧座在除氧水箱上,除氧头筒体与水箱筒体的轴线同样为水平布置,这样既有利于进水喷嘴的布置,又可降低除氧设备的总高度,同时还可以减小除氧头在水箱上的开孔直径,降低马鞍形焊缝处应力,改善水箱的受力情况。它与立式设备相比具有占用空间小、与水箱连接安全可靠、便于电厂系统布置等优点。

喷雾淋水盘箱式除氧器的除氧头分上下两部分。上部空间是喷雾除氧段,下面空间为装有淋水盘箱的深度除氧段。水的雾化是依靠凝结水泵的压力,利用恒速喷嘴将凝结水喷射成雾状来实现。在喷雾层内可将水滴雾化,这对于除去小

气泡极为有利,但会增加其表面张力,对残留氧气的扩散是不利的。因此,靠喷雾除氧段还不能获得满意的除氧效果,尚须深度除氧段来弥补其不足。这种除氧器的深度除氧是靠淋水盘箱来完成,加热蒸汽由下面进入,在上升过程中,绝大部分蒸汽放热凝结成水与除过氧的水一同进入下面的除氧水箱储存,余下的未凝结的蒸汽和从水中分离出来的气体从顶部排出。

现以此除氧器在除氧过程中的两个阶段为例来说明这类除氧器的结构特性和工作过程。

1) 喷雾除氧段。喷雾除氧段系由两侧的 2 块侧包板与两端的密封板焊接组成,如图 7.11-3 所示。为便于检修,在两端密封板上设有人孔,可供检修人员进入除氧器内部进行检查和维修。在深度除氧段里的淋水盘箱亦是通过此人孔或除氧器本体上的搬物孔取出来进行校正维修。凝结水通过进水管进入除氧器的弓形进水管。进水管由 1 个弓形的不锈钢罩板和两端的挡板所组成。在弓形罩板上沿除氧器的长度方向均匀布置了按除氧器出力确定的若干只恒速喷嘴和排汽套管,利用凝结水的压力高于除氧器的汽侧压力所产生的水汽两侧的压差作用在喷嘴板上,喷嘴板受轴向力作用后通过喷嘴轴将弹簧压缩并打开喷嘴板,凝结水就从喷嘴与喷嘴架的缝隙中喷出,形成一个中空圆锥形的水膜进入喷雾除氧段。由于雾化的凝结水与从下面上来的加热蒸汽充分接触,从而实现了良好的喷雾除氧。绝大部分非凝结气体在此段中被除去,并通过特定的排气管排向大气。显然,雾化的基本条件取决于水量,由于被雾化后的水与加热蒸汽的接触面积大大增加,从而强化了传热和传质条件。即使进水全部都是温度较低的补给水,经雾化除氧段后水中的含氧量也通常可降低到  $0.1 \sim 1 \text{ mg/L}$ 。

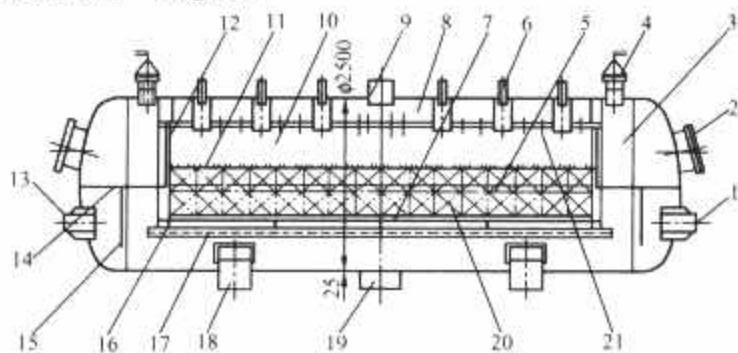


图 7.11-3 喷雾淋水盘箱式除氧器

- 1—进汽管; 2—搬物孔; 3—除氧器本体; 4—全启式安全阀;  
5—淋水盘箱; 6—排汽管; 7—淋水盘箱栅架; 8—凝结水进水管;  
9—凝结水进水管; 10—喷雾除氧段空间; 11—布水槽钢;  
12—喷雾除氧段人孔门; 13—进汽管; 14—进口平台; 15—布汽孔板;  
16—淋水盘箱工字梁; 17—基面角铁; 18—出汽管; 19—凝结水出水管;  
20—淋水盘箱; 21—不锈钢罩板

2) 深度除氧段。深度除氧段亦是由两侧的 2 块侧包板与两端密封板焊接而成,在竖向上则由上层布水槽钢、中层淋水盘箱、下层栅架所组成,其中淋水盘箱的结构如图 7.11-4 所示。该段栅架搁在工字梁上,工字梁搁在沿除氧器长度方向的两个基面角钢上,基面角钢的平面工字梁的两平面及栅架的两平面都经过切削加工,从而保证了淋水盘箱上的上层小槽钢的两侧流入下面的小槽钢中,上下小槽钢彼此交错重叠,以使凝结水与蒸汽的接触面积达到最大值。布水槽钢用螺栓连接在侧包板上,布水槽钢下侧设有 U 形压块紧紧地压住淋水盘箱,使淋水盘箱在受到蒸汽向上推力时不会出现向上移动的情况,布水槽钢能把从喷嘴中喷出的凝结水从箱槽两侧均匀地流向淋水盘箱中,起

到均匀布水的作用。凝结水经第一步喷雾除氧后便进入深度除氧段。在此段内水自上往下流动,而加热蒸汽是由下往上流动,从上往下流动的水经过特制的一层层淋水盘箱形成了无数的水膜,与逆向流动的加热蒸汽进行充分接触,实现最佳的热交换。同时由于加热蒸汽的加热作用,淋水盘箱中水不断进行再沸腾,从而完成了第二次的除氧过程,使凝结水中剩余的非凝结气体进一步去除,以达到深度除氧的目的。

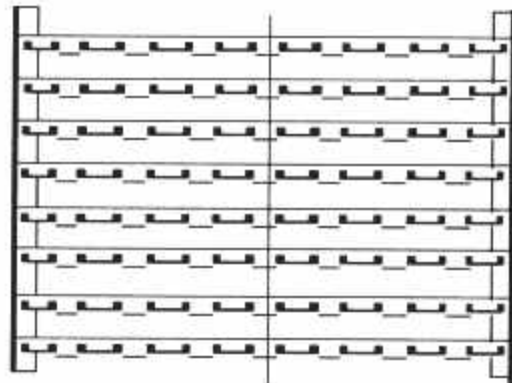


图 7.11-4 淋水盘箱的结构

通过二次除氧后,保证了除氧器的出水品质。实践证明,喷雾淋水盘箱式除氧器有较好的除氧效果,一般出水含氧量小于  $0.007 \text{ mg/L}$ ,达到了国内外锅炉给水水质标准的最优值。由于这种喷雾淋水盘箱式除氧器特性较完善,能达到深度除氧的要求,因此在国内外大型机组中已得到广泛的应用。

#### 2.1.1.2 除氧水箱的主要结构形式

除氧水箱是用来储存经过除氧并达到含氧量标准的锅炉给水。

(1) 水箱容积。除氧水箱的储存能力取决于除氧水箱的有效容积,这也是影响水位波动的原因之一。有效贮水容积就是指正常水位至出水管顶部水位之间的贮水量(体积),它是根据发电厂全部锅炉额定负荷下的最大给水消耗量来确定。除氧水箱的有效总容积宜按下列要求确定:

- 1) 汽轮机单机容量为 200MW 及以下机组取 10~15min 的锅炉最大连续蒸发量对应的给水消耗量。
- 2) 汽轮机单机容量为 200MW 以上机组取 5~10min 的锅炉最大连续蒸发量对应的给水消耗量。

据资料推荐,水箱的几何容积宜为有效容积的 1.17~1.25 倍。

(2) 水箱结构。除氧水箱一般采用卧式筒体结构。在水箱内设有再沸腾加热装置,使运行中的箱内除氧水始终保持沸腾状态,防止工况变动影响除氧效果。再沸腾管的用汽宜接在除氧器抽汽压力阀的下游,再沸腾用汽管道的布置应避免水箱中的给水通过沸腾管、沸腾用汽管和抽汽管倒流入汽轮机。图 7.11-5 所示为除氧水箱的典型结构。

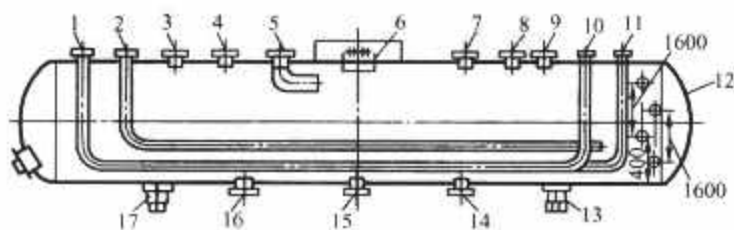


图 7.11-5 高压除氧水箱的典型结构

- 1、10、11—给水再循环管; 2—锅炉连续排污管  
(再沸腾); 3—门杆漏汽管; 4—汽封供汽管;  
5—二次加热蒸汽管; 6—分水圈; 7—汽平衡管;  
8、9—安全门接管; 12—筒体; 13、17—水箱支座;  
14—排水管; 15—高位放水管; 16—水平平衡管



### 2.1.2 无头除氧器的主要结构形式

常规除氧器是由上部除氧头和下部水箱两个容器组合而成的。随着火电机组向高参数、大容量发展,出现了对原来的除氧器实行合二为一的新设计,即把原来的除氧头和水箱经过特殊设计后成为一个既能除氧又能储水的新型除氧器。因它是一个独立的容器,因此称作一体化除氧器,又因其是把原来具有除氧功能的除氧头合并在水箱中,故也称作无头除氧器。

无头除氧器是集除氧和储水为一身的先进的除氧器形式,主要由喷雾除氧段、深度除氧段和储水部分组成。

凝结水进入除氧器壳体上部水室后,通过恒速喷嘴,在压差的作用下将凝结水以圆锥形的膜状喷出,进入喷雾除氧段。在该段空间中,水与蒸汽充分接触进行喷雾除氧,绝大部分的非凝结气体在此段中被除去,并通过排气管排向大气。

喷雾除氧后的凝结水喷洒在除氧器储水段的水面上,在除氧器储水段下部布置了蒸汽排管对给水进行加热,不断进行再沸腾,从而完成一个非常完善的深度除氧过程,使锅炉给水含氧量不大于  $5\text{mg/L}$ 。

## 2.2 除氧器主要元件的结构

除氧器内的凝结水喷嘴、加热蒸汽喷管、淋水盘、散水槽、填料层等部件的布置不仅应使除氧器具有高效的传热、传质性能,而且应使除氧器具有合理的承载结构和足够的强度与刚度。除氧器的中心元件有喷嘴、填料层和淋水盘箱等。

### 2.2.1 喷嘴

喷嘴是喷雾除氧的主要除氧元件之一。喷雾除氧的关键是水的雾化程度,而雾化程度决定于喷嘴结构。喷嘴的形式虽然很多,但其雾化的原理基本相同。下面仅以电厂中常用的几种喷嘴为例来说明喷嘴的工作原理及结构特性。

(1) 旋流芯喷嘴。凝结水由水管进入喷嘴的管座后,进入旋流芯。由于旋流芯中的水通道都与流动方向成固定的夹角,所以流入外壳的水是旋转的。最后水经切线槽从喷口喷射出去,水就完成雾化。试验证明,此喷嘴具有较好的雾化效果。

这种喷嘴在额定出力时雾化较好,但在低负荷时,由于水量少、压降低,雾化明显变坏。所以在选用这种喷嘴时,常将除氧器设计成分路进水,将补给水或凝结水分成几路,以便在负荷降低时可关闭其中的一部分喷嘴,使继续工作的喷嘴仍能有效地工作。

(2) 喷射旋流式喷嘴。凝结水由进水管进入喷嘴的喷头,然后循两路喷出,一路沿旋流芯中心喷出,一路经特殊槽道先由中心斜向引入四周,再由四周斜向引入中心。后者在两次斜向前进中水的直线运动变为强烈的旋转运动,虽能保证水的雾化,但因播散面积呈锥状,空间利用较差。经验表明,水自喷嘴旋转喷出形成的锥体有一定抽吸作用,即在锥口处可以造成一定压降。假如在旋流芯中心打孔,利用水压以及锥口处的压降,水就可以由中心压出并雾化,这就使雾化水滴充满度大为提高,使除氧头上部的空间能得到充分有效的利用。

这种喷嘴当进水压力较小时,出水旋转力很小,喷射出来的水滴直径大;当进水压力增加时,喷射情况就有明显改善,出水旋转力提高,水滴直径变小,而且喷散的面积和高度也大大增加,水呈细雾状态,喷射的角度接近  $90^\circ$ 。因此,为保证雾化效果,喷嘴的进水压力不应低于  $0.078\text{ MPa}$ 。

(3) 环形喷嘴。凝结水由配水管进入喷嘴管座内,然后进入旋流管。在喷嘴室的圆周每  $60^\circ$  开有一个长方形的斜孔,使水可沿此夹角的切线方向进入喷嘴室并旋转起来,形成旋流后再由喷嘴孔喷射而出,使水达到雾化。

(4) 弹簧喷嘴。实践证明,上述各种形式的喷嘴只有运行工况在设计所要求的进水压力下才能获得良好的雾化效果。在除氧器负荷降低时,进入喷嘴的水压降低,从而影响雾化效果,尤其是带有中央通水小孔的喷嘴其雾化效果更差。为使喷嘴能在低负荷时仍保持良好雾化状态,采用弹簧式喷嘴就可以较好地解决这个问题。当进水压力变化时,随之带动弹簧伸缩,弹簧牵动相应的阀盘或阀饼,使喷嘴的出口截面积随之改变,因此,在负荷变动时仍可获得较好的雾化效果。目前,不少除氧器已采用了弹簧式喷嘴,效果良好。

### 2.2.2 填料层

填料层是喷雾填料式除氧器的主要元件。装设填料,可使设备中要除氧的水呈膜状湍流运动,促使气体由水源的内部向水流的表面即与蒸汽接触的表面扩散,同时还可使要除氧的水与蒸汽接触表面增大,混合强烈,有利于加热。实践证明,填料层应有适中的高度,过高不仅会浪费材料,而且会使汽阻和水阻增大,不利于水中溶解氧的扩散;过低则不能满足传质所需面积的要求,不利于深度除氧。填料的形式虽然很多,但其除氧原理基本相同。以下介绍几种常见的填料结构。

(1)  $\Omega$  形填料。一种较常用的填料,材料为  $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$  不锈钢,厚度为  $0.4\sim 0.6\text{mm}$ ,多数放置在除氧头下部。水在其上形成水膜,由于增强了传热效果和减少了水面张力,从而能进一步除去水中残余含氧量。

(2) 溢水槽栅盘。一般采用耐腐蚀材料制成,它是利用线盘式水槽形成的水膜以及水盘下溢水流所形成的水膜作为汽、水传质过程的界面。

(3) 角钢栅盘。由普通的型钢或耐腐蚀的不锈钢薄板弯曲成形后按一定的节距组合而成。角钢本身在传质过程中形成水膜的表面积,这一点同溢水槽栅盘相似,其尺寸为  $25\text{mm}\times 25\text{mm}\times 1.5\text{mm}$ ,每层间距约为  $80\text{mm}$ ,层与层之间相互错开,一般放置在除氧头下部,其层数一般是按照容量大小来决定,常用为 10 层。

(4) 扁钢栅盘。常用直径为  $38\text{mm}$  的钢管中间铣开而制成,其作用同溢水槽和角钢栅盘相似,都是利用填料本身形成的水膜以及水流依层次下落时所形成的水幕作为汽、水传质过程的界面。

(5) 格子板。俗称百叶窗,装置在除氧器内的上、下孔板之间,其目的是增加水中残留气体的扩散面积,延长水流时间,为给水中残留气体的析出创造条件。一般采用交错方式将若干层格子板叠置在一起,其相邻两层相互错开。

### 2.2.3 淋水盘箱

这是喷雾淋水盘箱式除氧器深度除氧段的主要元件,由侧板和小槽钢组成。由雾化区喷出的凝结水从淋水盘箱上的上层小槽钢的两侧均匀流入下面的小槽钢中,上、下层彼此交错排列,由于淋水盘箱中水自上向下流动,而加热蒸汽自下向上流动,通过一层层淋水盘箱就能形成无数的水幕,使凝结水与蒸汽的接触面积达到最大值,从而获得最佳的热交换。

## 3 除氧器的设计计算

### 3.1 热力计算

除氧器内的传热机理相当于混合式加热器,在除氧器的



设计计算中,主要应用质量守恒定律和能量守恒定律。

(1) 根据质量守恒定律,流入除氧器的介质应等于流出除氧器的介质,因此有

$$q_0 = \sum q_i = q_w + q_s + q_{d1} + \cdots + q_{dn} - q_v \quad (7.11-3)$$

式中:  $q_0$  为除氧器出口流量,即锅炉给水流量, kg/h;  $q_w$  为进入除氧器的主凝结水流量, kg/h;  $q_s$  为进入除氧器的加热蒸汽量, kg/h;  $q_{d1}, q_{d2}, \cdots, q_{dn}$  为进入除氧器的各种疏水流量, kg/h;  $q_v$  为除氧器的排汽量, kg/h。

(2) 根据能量守恒定律,除氧器的热平衡方程式为

$$q_0 h_0 = \eta \sum q_i h_i \quad (7.11-4)$$

式中:  $h_0$  为除氧器的出水比焓, kJ/kg;  $\eta$  为除氧器的热效率;其余参数同前,  $h_i$  为对应于  $q_i$  的介质比焓, kJ/kg。

一般除氧器的热力计算是根据除氧器的热平衡方程式求所需的加热蒸汽量。通常加热蒸汽凝结的放热量应与主凝结水被加热的吸热量相等,而进入除氧器的各种疏水根据其焓值会减少或增加实际所需的加热蒸汽量。用户应提供足够的、连续的蒸汽以维持除氧器在各种不同工况下的运行需求。

### 3.2 强度计算

除氧器是不能直接接触火的压力容器,其中热力除氧器属Ⅰ类压力容器。但因压力式除氧器其温度和压力较高,一旦发生破裂时,其内部介质会发生相变,所以压力式除氧器的结构设计和制造检验以执行Ⅱ类压力容器的有关规定为宜。除氧器的筒体、封头等受压部件的设计计算方法、制造要求、检查的项目和要求、材料要求等应遵照《压力容器安全技术监察规程》(1999版)、GB 150—1998《钢制压力容器》等标准规范的规定。

### 3.3 除氧器的自生沸腾

当除氧器内的水不经回热抽汽加热就发生沸腾,这种现象称为除氧器自生沸腾,它会破坏除氧效果,增加工质损失和热损失,因此在设计给水除氧系统和选择除氧器时,应考虑防止发生自生沸腾现象的可能性。首先应保证除氧器蒸汽消耗量,其次还应进行不同负荷下除氧器的热平衡计算。

## 4 除氧器的调整、运行、监督和停用保护

### 4.1 除氧器投入前的安全检查及调整

要使除氧器获得良好的除氧效果,除了结构优良以外,还需要在运行初期进行合理的调整,使运行达到最佳的工况。对于新投入运行的或经过改造的除氧器都要进行调整试验,以对其设计的特性进行鉴定;当除氧器的运行方式改变或使用汽源、水源变更时,也应当进行调整试验,以判定、完善新的运行方式;此外当除氧器的运行情况恶化,无法保证出水含氧量达到规定的标准时,为了查明原因、采取对策,也需进行调整试验。由于各种除氧器的具体情况不同,因此调整试验的步骤和内容也应根据不同的要求进行选择。主要的调整试验内容有:除氧器向空排汽门开度试验,汽压、负荷、补充水量、进水温度、水位等变动试验和确定最佳运行方式的综合性试验。可结合除氧器设计中所要求的运行条件,有目的地选择试验内容,通过调整试验求得在符合标准规范的出水含氧量下的

最佳运行条件。

### 4.2 除氧器的运行

目前,发电厂除氧器的运行方式有两种:一种是在任何工况下除氧器的工作压力都必须维持某一恒定的压力,称为定压运行除氧器;另一种是除氧器的运行压力随机组负荷(工况)的抽汽压力变动而变化,称为滑压运行除氧器。

#### 4.2.1 定压运行

除氧器在运行中,应当保证压力和温度经常相适应。但是由于机组负荷、进水温度的变化以及水箱水位的波动等,都会影响除氧器运行的稳定,从而影响其除氧效果。因此,确保除氧器运行工况的稳定是获得良好除氧效果的重要一环。经验发现,定压运行的除氧器,运行时要保持除氧器压力和温度的稳定,水位应为正常水位 $\pm 200\text{mm}$ ,并加热到相应压力下的饱和温度才能保持良好的除氧效果和避免额外的热损失。另外,为防止水箱间的压力不平衡所造成的水位波动和出水不均现象,在并列运行的除氧器之间必须装有直径足够大的能起平衡作用的汽、水平衡管,以使它们的工况一致。

为确保除氧器定压运行的安全可靠,定压运行的额定工作压力可通过加热蒸汽压力调节阀来实现,或者采取以下三个保护措施:

(1) 当除氧器工作压力升高到额定工作压力的1.20倍时,应能自动关闭加热蒸汽压力调节阀前的电动隔离阀。

(2) 当除氧器工作压力升高到额定工作压力的1.15倍时,应当自动关闭高一级抽汽的切换蒸汽电动隔离阀。

(3) 当除氧器工作压力降低到额定工作压力的80%时,应能自动开启高一级抽汽的电动隔离阀。

总之,运行中除氧器内的压力及水位的稳定是给水泵及锅炉给水的可靠保证,要使除氧器得到正常运行,除了有良好的结构外,还需要在运行中进行合理的调整。定压下运行的除氧器主要优点是除氧效果稳定,系统安全性较好。但由于加热蒸汽的节流损失,运行的经济性较差。

#### 4.2.2 滑压运行优点

(1) 可降低抽汽的节流损失。滑压运行时,由于不需维持除氧器的压力恒定,所以至除氧器的抽汽管路上阀门全开,除氧器的压力可随着机组负荷和抽汽压力而改变,没有为维持除氧器定压而导致的抽汽压力的额外节流损失。由于抽汽的压差减小,从而降低了节流损失而提高了热效率。

(2) 能合理分配抽汽点、简化系统、提高热效率。在采用定压除氧器的情况下,考虑汽轮机在低负荷时除氧器进水温度降低后仍能保证除氧效果,在设计中常将凝结水在除氧器中的温升比在其低压加热器中的温升取得低很多,而在系统中不是完全作为一级混合式加热器来考虑。也就是将除氧器的工作压力定得与后一级加热器的抽汽压力很接近,这样就使汽轮机的抽汽点不能合理分配,降低了热效率,也没有充分利用除氧器的加热作用,同时也可能因此增加了抽汽点,使系统复杂,投资增加。而采用滑压运行的除氧方式就可避免上述缺点。

### 4.3 除氧器的检修

正确检修也是提高除氧器使用寿命的一个有效措施。除氧器的定期检修一般分为外部检查、内外部检验和水压试验。根据中华人民共和国能源安规[1991]709号《电站压力式除氧器安全技术规定》的要求,除氧器外部检查应在运行中进行,每年至少进行一次;内外部检验可结合机组大修

进行，每 3~6 年至少进行一次；水压试验应根据除氧器的安全状况结合机组大修进行，每十年至少进行一次。

一般来讲，外部检查主要是检查保温层、结构外形、接管、支座、仪表、安全附件及相关管道阀门和支吊等的完整

性，同时包括运行参数是否控制在设计值上；内外部检验则包括外部检查的全部项目、壳体表面和开孔处有无介质腐蚀或应力腐蚀、所有应力集中的部位有无断裂或裂纹和内部装置的损坏情况等。

# 第 12 章 给 水 处 理 设 备

## 1 水处理的作用

### 1.1 水在火电厂中的作用

水是火电厂中将热能转化为电能的工作介质，水将热能转化为电能的工艺流程为：水进入锅炉后吸收燃料产生的热量，液态水变为蒸汽，蒸汽进入汽轮机后将蒸汽的热能转变为机械能，汽轮机带动发电机将机械能转变为电能。在这一能量转换过程中，汽轮机末端的乏汽进入凝汽器后被大量的冷却水冷却为凝结水，凝结水经处理后，重新进入热力循环系统重复利用。由于工作过程中水汽存在损失，损失部分需补充处理好的高纯水。

### 1.2 火电厂用水净化处理的必要性

火电厂的运行经验证明，电厂锅炉和汽轮机等热力设备的很多问题都与水、汽系统内的沉积物和腐蚀有关。水、汽系统中的沉积物和垢会使燃料费用增加和能量损失，并会导致设备腐蚀，损耗大量金属材料。据估算，若锅炉管内沉积 1mm 厚的垢类，可使锅炉因传热效率降低而造成的燃料消耗大约增加 10%。另外，炉管中的沉积物会引起炉管过热，造成锅炉爆管损坏和计划外停机，影响电厂的安全经济运行。

同样，在蒸汽通流部分的沉积物也会降低汽轮机的效率。汽轮机高压段只要有 76μm 厚的沉积物，就会使汽轮机效率降低 3%~4%，并使通流能力降低 1%。另外，由于沉积物的存在会加大汽轮机的振动等不良现象，造成汽轮机通流部分发生损坏事故。

电厂运行实践证明，若电厂给水未进行良好处理，不合格的给水进入热力系统会造成如下后果：

- (1) 增加燃料损耗。
- (2) 非正常停机。
- (3) 酸洗间隔时间缩短。
- (4) 热力设备损坏。
- (5) 增加设备维护费。
- (6) 设备运行困难等。

为保证火电厂长期安全、经济运行，对天然水进行预处理、除盐等净化工艺处理是十分必要的。

## 2 水质

### 2.1 天然水中的杂质及水质指标

#### 2.1.1 天然水中的杂质

天然水中的杂质可大致分为三类：

- (1) 溶解物质（即分子—离子分散系），指溶于水中的呈分子和离子状态的溶质和气体，其直径小于 1nm。
- (2) 胶体物质（即胶态分散系），指水中带电荷的胶体微粒，其大小约 1~200nm。其中，高分子物质以溶液形式存在，溶胶微粒以溶胶形式存在。
- (3) 悬浮物（粗分散系），指悬浮于水中的物质，其大

小一般为 0.2μm 以上。不同的悬浮物具有不同的相对密度，相对密度小于 1 的，如水藻、植物的尸体及细菌等；相对密度大于 1 的，如泥土、细砂等。

#### 2.1.2 水质指标

水质指标是用于描述水质状况的各种技术指标。在不同的工业生产和生活部门中，由于水的用途不一样，对水质的要求也不同，因此各部门描述水质的指标也不尽相同。表 7.12-1 给出了火电厂用水通常采用的各项指标。

表 7.12-1 水 质 指 标

水质指标	常用单位	水质指标	常用单位
悬浮物	mg/L	碳酸氢根	mg/L
浑浊度	FTU	碳酸根	mg/L
透明度	cm	氯离子	mg/L
含盐量	mg/L	硫酸根	mg/L
溶解固体物	mg/L	二氧化硅	mg/L
灼烧残渣	mg/L	磷酸根	mg/L
电导率	μS/cm	硝酸根	mg/L
碱度	mmol/L	亚硝酸根	mg/L
硬度	mmol/L	钙	mg/L
碳酸盐硬度	mmol/L	镁	mg/L
非碳酸盐硬度	mmol/L	钾	mg/L
化学耗氧量	mg/L	钠	mg/L
生物需氧量	mg/L	氨	mg/L
含油量	mg/L	铁	mg/L
稳定度		铝	mg/L
二氧化碳	mg/L	pH	
溶解氧	mg/L		

表中一些技术指标的含义如下：

(1) 含盐量和溶解固体物。含盐量表示水中溶解盐类的总和，它可通过水质全分析后将阴阳离子全部相加而得；溶解固体物是指分离悬浮固体后的滤液经蒸发、干燥所得的残渣重量。

(2) 硬度。硬度是指天然水中钙、镁离子浓度之和，它包括碳酸盐硬度和非碳酸盐硬度。

1) 碳酸盐硬度是指水中钙、镁的碳酸氢盐、碳酸盐浓度之和。碳酸盐硬度又称为暂时硬度。

2) 水的总硬度和碳酸盐硬度之差即是非碳酸盐硬度，它们是钙、镁的氯化物和硫酸盐等的浓度。非碳酸盐硬度又称为永久硬度。

(3) 碱度和酸度。

1) 水的碱度是指水中含有能接受氢离子的物质的量。天然水中的碱度主要由重碳酸根盐所组成。

2) 水的酸度是指水中含有能接受氢氧根离子的物质的量。可能形成酸度的物质有强酸、强酸弱碱盐、酸式盐和弱酸。



(4) 有机物。天然水中的有机物成分复杂, 很难准确测量出水中某种有机物的含量, 一般采用以下指标表示水中有机物的相对含量。

1) 化学耗氧量 (COD)。化学耗氧量表示利用化学氧化剂氧化有机物所需的氧量。目前, 天然水中常用高锰酸钾作氧化剂 (COD<sub>Mn</sub>), 污水则使用重铬酸钾作氧化剂 (COD<sub>Cr</sub>), 它可将水中大部分有机物氧化, 从而相对地表示水中所含的有机物含量。

2) 生物需氧量 (BOD)。生物需氧量表示用微生物氧化水中有机物所消耗的氧量。常以 20℃ 和黑暗条件下用微生物氧化有机物 5 天的方法测定, 并以 BOD<sub>5</sub> 表示。

3) 总有机碳 (TOC) 也是间接表示有机物的含量, 可以用仪器测定。

(5) 悬浮物。1L 水样经滤纸过滤后, 滤纸的截流物在 110℃ 温度下烘干称重即为悬浮物的量, 其单位用 mg/L 表示。它表示水中含有的不溶于水的无机矿物质和有机物质的总量。

(6) 电导率。该值利用水中离子的导电能力来评价水中溶解物质的多少, 可用电导仪直接测量, 比直接测定水中含盐量操作简单、速度快、灵敏度高。

水中距离为 1cm、截面积各为 1cm<sup>2</sup> 的两个电极, 通上交流电后所测电阻的倒数称为电导率, 单位为 μS/cm。

(7) pH 值。pH 值是水中氢离子浓度 [H<sup>+</sup>] (以 mol 表示) 的负对数, 是水中酸、碱强弱的指标。

pH=7 时, 表示水呈中性反应;

pH<7 时, 表示水呈酸性反应;

pH>7 时, 表示水呈碱性反应。

2.2 我国天然水的水质特性

随着工农业的发展, 我国天然水水质有逐年变差的趋势, 江河湖泊水的含盐量和有机物含量逐年上升, 总体讲南方地区天然水为弱矿化度水 (溶解固形物小于为 200mg/L) 或中矿化度水 (溶解固形物为 200~500 mg/L), 北方地区为强矿化度水 (溶解固形物为 500~1000mg/L) 或高矿化度水 (溶解固形物大于 1000mg/L), 江河上游有机物污染较轻, 江河下游悬浮物、有机物和含盐量均有显著升高。各电厂应根据原水水质情况制定经济合理的水处理工艺。

3 锅炉水汽质量标准

3.1 锅炉给水质量标准

锅炉给水质量标准因锅炉形式、锅炉参数和炉水处理方式的差异而不同。不同参数机组给水质量标准见表 7.12-2。

表 7.12-2 不同参数机组给水质量标准

锅炉过热蒸汽压力 (MPa)		汽包锅炉						直流锅炉			
		3.8~5.8	5.9~12.6	12.7~15.8		15.9~18.3		5.9~18.3		>18.3	
		标准值	标准值	标准值	期望值	标准值	期望值	标准值	期望值	标准值	期望值
氯电导率 (25℃) (μS/cm)	有精处理	—	—	—	—	≤0.20	≤0.15	≤0.20	≤0.15	≤0.15	≤0.10
	无精处理	—	≤0.30	≤0.30	≤0.20	≤0.30	≤0.20				
pH <sup>①</sup> (25℃)	有铜系统	8.8~9.3	8.8~9.3	8.8~9.3	—	8.8~9.3	—	8.8~9.3	—	8.8~9.3	—
	无铜系统 <sup>②</sup>	9.0~9.6	9.0~9.6	9.0~9.6	—	9.0~9.6	—	9.0~9.6	—	9.0~9.6	—
溶解氧 (μg/L)		≤15	≤7	≤7	—	≤7	—	≤7	—	≤7	—
铁 (μg/L)		≤50	≤30	≤20	≤10	≤15	≤10	≤10	≤5	≤10	≤5
铜 (μg/L)		≤10	≤5	≤5	≤3	≤5	≤3	≤5	≤3	≤3	≤2
钠 (μg/L)		—	—	—	—	—	—	≤10	≤5	≤5	—
二氧化硅 (μg/L)		应保证蒸汽二氧化硅符合标准						≤20	—	≤15	≤10
硬度 (μmol/L)		≤1.0	≤1.0	≈0	≈0	≈0	—	≈0	—	≈0	—
油 (mg/L)		<1.0	≤0.3	≈0	—	≈0	—	≈0	—	—	—

① 用石灰—钠离子交换水为补给水的锅炉, 应改为控制凝结水的 pH 值, 最大值不超过 9.0。  
② 无铜系统指除凝汽器外的汽、水循环设备均没有铜合金的系统。当凝汽器管为黄铜材料时, pH 值宜控制在 9.0~9.3。

3.2 锅炉蒸汽质量标准

自然循环、强制循环汽包锅炉或直流锅炉的饱和蒸汽和过热蒸汽质量应符合表 7.12-3 的规定。

表 7.12-3 不同参数机组蒸汽质量标准

炉型	锅炉压力 (MPa)	二氧化硅 (μg/kg)	铁 (μg/kg)	铜 (μg/kg)	钠 (μg/kg)
汽包锅炉	3.8~5.8	≤20	≤20	≤5	≤15
	5.9~18.3	≤20	≤20	≤5	≤10
直流锅炉	5.9~18.3	≤20	≤10	≤5	≤10
	超临界	≤15	≤10	≤3	≤5

4 锅炉给水的预处理

锅炉给水的预处理通常是指天然水进入电站后所进行的沉淀、混凝、澄清、过滤和消毒等处理。天然水经过预处理可以去除水中的悬浮物、胶体、细菌等物质, 为后续深度处理创造条件。

4.1 混凝澄清设备

4.1.1 机械加速澄清池

4.1.1.1 工作原理

机械加速澄清池是火电厂最常用的混凝澄清设备, 被处理水通过配水装置进入第一混合反应区的下部, 在搅拌器的作用下, 水与混凝剂同先前形成的泥渣相混合, 并由叶轮提升到第二混合反应区, 通过导流板使水折流到分离区。在分

离区大而重的絮凝物首先沉降下来,小而轻的絮凝物则随水流向上运动,相互凝聚成较大的颗粒,同时被活性泥渣吸附。随着澄清池过流面积的不断增加,水流速度逐渐下降,絮凝物从水中沉降下来,如在分离区加装斜管,能够显著提高絮凝物同水的分离效果。分离后的清水经集水堰收集后流入到下级处理设备。沉积在澄清池底部的污泥由刮泥装置刮入集泥斗,定期排到污泥处理系统。

#### 4.1.1.2 工艺参数

(1) 清水区上升流速。 $0.8\sim 1.1\text{mm/s}$ ,处理低温低浊水时为 $0.7\sim 1.0\text{mm/s}$ 。

(2) 水在池中总停留时间为 $1.2\sim 1.5\text{h}$ ,在第一反应区和第二反应区的总停留时间为 $20\sim 30\text{min}$ 。

(3) 第二反应区的流量。 $3\sim 5$ 倍进水流量。

(4) 第二反应区导流板宽度。 $1/10$ 澄清池直径。

(5) 清水区高度。一般为 $1.5\sim 2\text{m}$ 。

(6) 泥斗容积。 $1\%\sim 2\%$ 池子总容积。

(7) 进水悬浮物大于 $1000\text{mg/L}$ 或池径大于或等于 $24\text{m}$ 时设机械刮泥机。

#### 4.1.2 水力循环澄清池

##### 4.1.2.1 工作原理

水力循环澄清池(也称为水力加速澄清池)的工作原理与机械搅拌澄清池的工作原理基本相同,机械搅拌澄清池靠机械叶轮的提升力使泥渣回流和混合,而水力循环澄清池则利用压力水在水射器的作用下进行混合,达到泥渣循环回流的目的。当带有一定压力的原水(投加混凝剂以后)以高速通过水射器喷嘴时,在喷嘴周围形成负压,从而将数倍于进水量的回流泥渣吸入喉管并与水充分混合。水流进入渐扩的第一反应区进行初步接触絮凝反应后,进入第二反应区继续反应以形成较大絮凝物,最后进入分离区进行固液分离。

##### 4.1.2.2 工艺参数

(1) 清水区上升流速。 $0.7\sim 1.0\text{mm/s}$ ,处理低温低浊水时为 $0.6\sim 1.0\text{mm/s}$ 。

(2) 水在池中总停留时间。 $1.0\sim 1.5\text{h}$ ,在第一反应区和第二反应区的停留时间分别为 $15\sim 30\text{s}$ 和 $80\sim 100\text{s}$ 。

(3) 第一反应区的流量。 $24$ 倍进水流量。

(4) 喷嘴流速。 $6\sim 9\text{m/s}$ ;水头损失: $2\sim 5\text{m}$ 。

(5) 喷嘴直径与喉管直径之比。一般为 $1:(3\sim 4)$ 。

(6) 喉管流速。 $2\sim 3\text{m/s}$ ,喉管瞬间混合时间为 $0.5\sim 0.7\text{s}$ 。

(7) 泥斗容积。 $1\%\sim 2\%$ 池子总容积。

(8) 单台出力大于或等于 $240\text{m}^3/\text{h}$ 时,在反应区下部设伞形罩,以避免第二反应区的出水短路和加强泥渣回流。

#### 4.2 过滤设备

在凝聚澄清设备后设置过滤设备以进一步去除澄清水中携带的悬浮泥渣及矾花等,目前在火电厂使用的过滤设备既有传统的粒料过滤设备,也有近年来得到快速发展的膜过滤设备。

##### 4.2.1 重力式无阀滤池

###### 4.2.1.1 工作原理

重力式无阀滤池有方形和圆形两种结构。方形结构一般由钢筋混凝土制作;圆形池子一般由钢板焊制而成。

运行时水由进水管进入滤层上部,靠水的重力自上而下通过滤层,清水汇集后经连通管进入上部清水箱,水箱满水后由出水管送入清水池。

滤池运行中,滤层不断截留悬浮物,造成滤层阻力的逐渐增加,促使虹吸上升管内的水位不断升高。当水位达到虹吸辅助管管口时,水自该管中落下,通过抽气管,借以带走虹吸下降管中的空气。当真空度达到一定值时,便发生虹吸作用,这时,水箱中的水自下而上的通过滤层,对滤料进行反冲洗。此时滤池仍在进水,反冲洗开始后,进水和冲洗水同时经虹吸上升管、下降管排至排水井排出。当冲洗水箱水面下降到虹吸破坏管管口时,空气进入虹吸管,破坏虹吸作用,滤池反冲洗结束,滤池进入下一周期的工作。无阀滤池每次反冲洗仅 $10\text{min}$ 左右。

##### 4.2.1.2 主要工艺参数

(1) 滤料粒径。 $0.5\sim 1.2\text{mm}$ ,不均匀系数 $K_{80}\leq 2$ ,滤层厚度大于或等于 $700\text{mm}$ 。

(2) 过滤速度。一般为 $8\sim 10\text{m/h}$ 。

(3) 过滤周期。由水位自动控制,最大水头损失为 $2.0\sim 2.5\text{m}$ 水柱。

(4) 反冲洗强度。 $12\sim 15\text{L}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ 。

(5) 反冲洗时间。 $5\text{min}$ 。

##### 4.2.2 压力式过滤器

###### 4.2.2.1 工作原理

压力式过滤器(亦称机械过滤器)外壳为一个密闭的钢罐,在一定压力下进行工作。压力过滤器的滤料层可以是单层、双层或三层的,它的适用范围广,主要用于除去用沉淀方法不能除去的悬浮固形物、胶体物和未沉淀下来的沉积物,以避免其后处理步骤中所用的活性炭或离子交换树脂受污染。

运行时,进水自进水管进入过滤器后经进水挡板均匀配水,自上而下通过过滤层。清水经过水帽进入下部配水空间,然后由出水管引出。当过滤阻力达到极限值时,停止运行,进行冲洗。冲洗方式可根据需要采用水冲洗或辅助空气擦洗。

冲洗时一般是先将过滤器内的垫层水放到滤层边缘,然后从底部送入压缩空气冲洗滤层,再用气、水同时冲洗,最后单用水冲洗。待滤料洗净后停止冲洗进行正洗,待正洗水质合格后进入下一周期运行。

###### 4.2.2.2 主要工艺参数

(1) 滤料。压力式过滤器滤料及滤层规格见表7.12-4。

表 7.12-4 压力式过滤器滤料及滤层规格

滤层	滤料	粒径 (mm)	厚度 (mm)	不均匀系数 $K_{80}$
单层	石英砂	$0.5\sim 1.0$	700	$<2$
双层	无烟煤	$1.2\sim 1.6$	300	$<2$
	石英砂	$0.5\sim 1.0$	400	$<2$
三层	无烟煤	$0.8\sim 1.6$	450	$<1.7$
	石英砂	$0.5\sim 0.8$	230	$<1.5$
	磁铁矿砂	$0.25\sim 0.5$	70	$<1.7$

(2) 过滤速度。单层滤料为 $8\sim 10\text{m/h}$ ,双层滤料为 $10\sim 14\text{m/h}$ ,三层滤料为 $18\sim 20\text{m/h}$ ,用于接触凝聚过滤时过滤速度应适当降低。

(3) 过滤周期。一般以水头损失控制,单双层滤料控制在 $5\sim 6\text{m}$ 水柱,三层滤料控制在 $10\text{m}$ 水柱以内。

(4) 反冲洗强度。单层滤料采用 $12\sim 15\text{L}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ,双层滤料采用 $15\sim 18\text{L}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ,三层滤料采用 $18\sim 20\text{L}/$



(s·m<sup>2</sup>)，以滤层膨胀率达到 40%~50%为宜。

(5) 反冲洗时间。一般为 5~7min。

4.2.3 活性炭过滤器

活性炭过滤器的过滤介质是吸附性强的颗粒活性炭，颗粒活性炭一般由果壳、木材或优质无烟褐煤经高温炭化与活化制成，其吸附能力与表面面积、细孔构造及分布有关。活性炭过滤器通过吸附作用去除水中的有机物和胶体物，同时还可除氯、脱色、除臭、除重金属等。

运行参数：运行流速一般为 8~15m/h；滤层高度为 1.5~2.0m；进水浊度小于 5FTU；反冲洗流速为 28~32m/h；反冲洗时间为 5~10min；反冲洗膨胀率约 50%；反冲洗周期为 72~144h。

4.2.4 膜过滤设备

膜过滤设备主要有超滤装置和微滤装置，超滤（UF）和微滤（MF）都是在压差推动力作用下进行分离的膜过程。超滤所分离的组分直径为 0.005~10μm，一般是相对分子质量大于 500 的大分子、胶体以及水中颗粒；微滤是利用筛网状过滤介质膜的“筛分”作用进行分离的膜过程，其原理与普通过滤相似，但过滤的微粒在 0.03~15μm，因此又称为精密过滤。在电厂水处理系统中，一般被处理水水质差时超滤和微滤作为反渗透装置的预处理设备，对反渗透装置能起到良好的保护作用。

超滤装置一般根据处理水量由 *n* 个超滤膜组件并联组装而成。超滤膜组件有板框式、管式、螺旋式、毛细管式、棒条式和中空纤维式等类型，在电厂水处理系统中常用中空纤维式膜组件。中空纤维式膜组件又可分为外压式和内压式两种类型。

为了增加单个膜组件的产水量，一般在一个直径为 200mm 的超滤膜壳内，装填超过 1 万根外径为 1mm 左右的中空纤维丝，纤维丝有效长度为 1m。膜壳内径为 200mm 的中空纤维超滤组件正常产水量达 4m<sup>3</sup>/h，电厂水处理系统中运用的超滤装置由多个超滤膜组件组合而成。

超滤装置运行条件：

(1) 进水流速。提高原水流速对防止浓差极化、提高设备出力有利。但流速过大使水头阻力增加，减少末端有效压力，导致运行耗电增加。

(2) 操作压力。超滤膜透过通量与操作压力的关系决定于膜和边界层的性质，在实际超滤过程中往往后者控制着超滤透过通量。为防止超滤膜产生压密效应，超滤装置的运行压力应控制在一定的范围内，一般为 0.2~0.5MPa。

(3) 运行温度。随着水温的提高，水的黏度变小，从而增加传质效率，提高透过通量。超滤膜适宜在 10~45℃ 范围内运行。

(4) 运行周期。超滤装置一般运行 30~60min 需进行数十秒的反冲洗以恢复膜通量，防止膜污堵和膜表层的浓差极化产生，运行时间和反冲洗时间应根据水质情况通过调试确定。

(5) 进水的预处理。为了提高膜的透过通量，保证超滤膜的正常稳定运行，水进入超滤膜前应进行预处理，预处理是实现超滤装置正常运行的关键。通常采用的预处理方法有过滤、化学絮凝、pH 值调节、消毒和活性炭吸附等。

微孔过滤（简称微滤）与超滤一样属压力驱动型膜分离技术，所分离的组分直径为 0.03~15μm，主要除去水中微粒、亚微粒和细粒物质。微滤目前在电站水处理中很少应用。

5 水的预脱盐

5.1 水的软化及脱碱

水的软化及脱碱主要采用药剂处理法和离子交换法。

药剂法中石灰处理法是最经济的化学药剂软化法，通过化学反应石灰能同时去除水中的二氧化碳和碳酸盐硬度，其基本原理是石灰乳液与水中的二氧化碳和碳酸盐发生化学反应生成不溶于水的碳酸钙，再通过混凝澄清和过滤工艺将碳酸钙从水中分离。

离子交换软化器一般用于小型电厂中、低压锅炉的给水处理，它是利用钠离子交换树脂去除水的硬度，生产的软水用于补充中、低压锅炉用水，有时该装置也作为反渗透装置进水的预处理设备。

5.2 反渗透装置

反渗透装置是我国电站锅炉给水处理中最常用的预脱盐设备，生水经反渗透装置处理后可以去除水中 98% 以上的溶解盐类。反渗透装置和后续的离子交换深度除盐装置联合处理可以为电站提供优质价廉的高纯水。

反渗透装置是以反渗透膜为主体的装置，单个反渗透膜称为膜元件，一个或多个膜元件组装在一个压力容器内形成膜组件。多个膜组件经管道阀门连接后与现场在线仪表和控制表盘组装在一个组架内形成一套完整的反渗透装置。

目前，电站水处理中最常用的是卷式反渗透装置。20 世纪 80 年代，个别电厂曾采用中空纤维型反渗透装置。板框式和管式反渗透装置由于单位体积内有效膜面积小、单套装置产水量太小而不适用于电站水处理系统，目前在国内电站中没有应用。

5.2.1 卷式膜材料及性能

1990 年以前，我国电站使用的反渗透膜元件主要是醋酸纤维素卷式膜，该膜的特点是膜材料的来源广、耐氯性好、制造工艺简单，其缺点是易水解、易压密、抗微生物污染能力差、膜的运行压力较高、对淡水和苦咸水的脱盐率小于 95%。由于该膜要求严格的运行条件和较高的能耗，这就限制了它的推广应用。随着复合膜技术的突破和售价的显著降低，复合膜在 20 世纪 90 年代中期迅速取代醋酸纤维素卷式膜，成为电站反渗透装置的主导用膜。目前用于火电厂的反渗透膜大多为聚酰胺复合膜，常用的膜材料见表 7.12-5。

表 7.12-5 常用的反渗透膜的主要高分子材料

序号	类别	典型膜的化学组成
1	聚酰胺系	芳香族聚酰胺
		脂肪族聚酰胺
		芳香族聚酰胺肼
		聚砜酰胺
2	复合膜 表面活性层聚合 物系	糖醇催化聚合（NS-200）
		糖醇—三聚异氰酸三羟乙酯催化聚合（PEC-1000）
		聚乙烯亚胺、间苯二甲酰氯界面缩合（PA-100）
		聚环氧氯丙烷乙二胺、间苯二甲酰氯界面缩合（PA-300）
		均苯三甲酰氯、间苯二胺界面缩聚（FT-30）
		丙烯酸—醋酸乙酯共聚物表面等离子体处理
		水合氧化铝—聚丙烯酸动态复合



续表

序号	类别	典型膜的化学组成
3	芳香杂环 聚合物系	聚吡嗪酰胺
		聚苯并咪唑
		聚苯并咪唑酮
		聚酰亚胺
4	离子型 聚合物系	磺化聚砜
		磺化聚苯醚
5	乙烯基聚 合物和工 聚合物系	聚乙烯醇交联
		聚乙烯醇—聚磺化苯乙烯
		聚丙烯酸交联
		聚丙烯腈

反渗透膜对溶液中的溶质的分离具有选择性，其基本规律如下：

- (1) 有机物比无机物容易分离。
- (2) 电解质比非电解质容易分离。同为电解质时，电荷高的电解质比电荷低的电解质容易分离。去除率大小顺序是：三价离子、二价离子、一价离子。
- (3) 无机离子的去除率受该离子的水合离子数及水合离子半径的影响，水合离子半径越大的离子越容易被去除。
- (4) 对非电解质来说，分子越大的越易去除。
- (5) 气体容易透过膜，二氧化碳、氧、硫化氢等气体的去除率很低。
- (6) 对弱酸的去除率低。

5.2.2 反渗透装置的性能指标

考核或评价反渗透装置的好坏一般根据以下指标来进行：

(1) 脱盐率。脱盐率是指给水经反渗透装置处理后对水中盐类总的去除率，有时又称为表观脱盐率，其计算公式为

$$R = (1 - c_p / c_f) \times 100 \tag{7.12-1}$$

式中：R 为脱盐率，%；c<sub>p</sub> 为产水（淡水）含盐量，mg/L；c<sub>f</sub> 为原水（进水）含盐量，mg/L。

如将某一离子含量对应地作为含盐量代入式（7.12-1）计算，即得到反渗透装置对某种离子的去除率。

对用于中低盐度处理的反渗透装置，初始脱盐率要求不小于 98%，运行 3 年后脱盐率不小于 95%。

(2) 回收率。回收率是指原水经反渗透装置处理后产品水所占比率，计算公式为

$$Y = \frac{Q_p}{Q_f} \times 100 \tag{7.12-2}$$

式中：Y 为回收率，%；Q<sub>f</sub> 为进水流量，m<sup>3</sup>/h；Q<sub>p</sub> 为淡水流量，m<sup>3</sup>/h。

回收率是考察反渗透装置自用水耗的一项重要指标，对用于中低盐度处理的反渗透装置要求回收率不低于 75%。

(3) 产水量。反渗透装置的产水量与膜通量、装置膜面积、运行压力、水温度等因素有关，若无特殊说明一般指在正常运行压力、正常水温下装置运行 3 年后的产水量。

6 水的离子交换处理

6.1 离子交换软化设备

离子交换软化设备主要用于电站中、低压锅炉的钠离子交换器和用于循环水处理的弱酸离子交换器，其原理均是利用离子交换树脂的交换性能去除水中的硬度离子，一级钠离

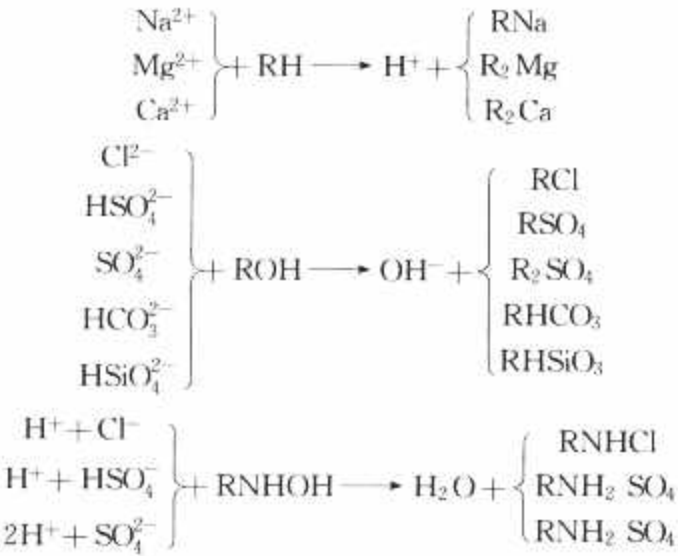
子交换器可以使其出水硬度在 200μmol/L 以下，一级钠离子交换器产水可作为低压锅炉的补给水，也可用于其他只要求软化的供水场合。

6.2 离子交换除盐设备

离子交换除盐设备主要包括氢型阳离子交换器、氢氧型阴离子交换器及氢型和氢氧型混合离子交换器。

水的化学除盐就是使水中所含各种离子和离子交换树脂进行化学反应而被除去的过程。当水中各种阳离子与氢型阳离子交换树脂反应后，水中阳离子进入阳树脂，阳树脂上的氢离子被交换到水中。同样，水中的各种阴树脂与阴离子交换树脂反应后，水中的阴离子进入阴树脂，阴树脂上的氢氧根离子被交换到水中。阳离子交换树脂交换下来的氢离子与阴离子交换树脂交换下来的氢氧根离子发生反应生成水。从而实现水的化学除盐。

除盐过程中，水中各种离子的交换反应式（R 为离子交换树脂通式）为



经这些反应生成的 H<sup>+</sup> 和 OH<sup>-</sup> 结合成水，即

$$\text{H}^+ + \text{OH}^- \longrightarrow \text{H}_2\text{O}$$

6.2.1 顺流再生固定床和逆流再生固定床

顺流再生固定床和逆流再生固定床是离子交换除盐的常用设备之一，固定床离子交换器技术参数见表 7.12-6。

表 7.12-6 固定床离子交换器技术参数

设计压力 (MPa)	0.6	容器类别	一类	进水装置	穹形多孔板、十字管、辐射形支管等
设计温度 (℃)	50	焊缝系数	0.85	顺流再生装置	母支管式
树脂层高 (mm)	1250、1600、 2000	主体材料	Q235-A	出水装置	多孔板+水帽或石英砂垫层+穹形多孔板
设计流速 (m/h)	200	设备出力 (m <sup>3</sup> /h)	15~160	逆流中排装置	母支管式
再生流速 (m/h)	5	容器形式	立式	再生方式	顺流或逆流再生

顺流再生固定床运行和再生时液流通过交换剂的方向

一致，即上进下出；其特点是设备操作简单，再生剂耗量较大，对进水浊度要求较低，一般要求小于 5mg/L。逆流再生固定床运行和再生时液流通过交换剂的方向相反，运行时水流方向为上进下出，再生时再生液由下部进入，由中间排液装置排出；与顺流再生固定床相比，逆流再生固定床交换剂再生程度高，再生剂耗量较小，但设备操作较顺流再生固定床复杂，对进水浊度要求小于 2mg/L，固定床内装填的树脂可以是阳离子交换树脂，也可以是阴离子交换树脂。

6.2.2 浮动床

浮动床设备运行时树脂层在水流的作用下处于设备上部的压实状态，为防止工作过程中树脂乱层，要求运行流速不小于 7m/h。为保证产水质量，在制水过程中最好采用连续运行。浮动床可以比固定床的运行速度快，一般可达 40m/h。同样容积的交换器，浮动床的出力大于固定床。浮动床运行时，细颗粒树脂和破碎的树脂颗粒位于交换器顶部，接近排水位置，容易堵塞水帽，树脂层的顶部应装填相对密度小于 1 的塑料白球。为了防止带出的树脂颗粒进入后级设备，应在后级设备前装设树脂捕捉器。由于浮动床内几乎全部空间装满树脂，不能进行反洗（反冲洗可简称反洗）。为清除长时间运行中截留的悬浮物和碎树脂，须将树脂转移至体外树脂清洗装置中进行反洗。浮动床设备结构如图 7.12-1 所示，浮动床技术参数见表 7.12-7。

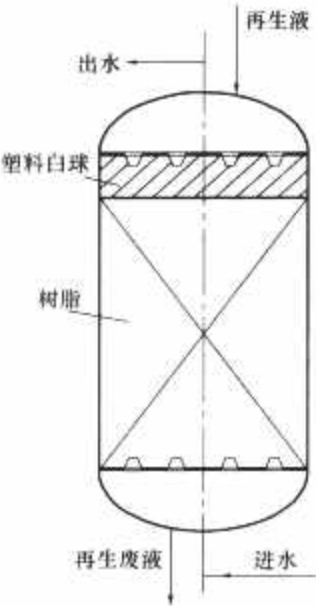


图 7.12-1 浮动床结构示意图

表 7.12-7 浮动床离子交换器技术参数

设计压力 (MPa)	0.6	容器类别	一类	进水装置	石英砂垫层+穹形多孔板或多孔板+水帽
设计温度 (℃)	50	焊缝系数	0.85	排再生液装置	石英砂垫层+穹形多孔板或多孔板+水帽
设计流速 (m/h)	20~40	主体材料	Q235-A	出水装置	多孔板+水帽
树脂层高 (mm)	2000~3200	设备出力 (m <sup>3</sup> /h)	35~245	树脂类型	强酸性阳树脂或强碱性阴树脂
进水浊度 (mg/L)	2	容器形式	立式	再生方式	逆流再生

6.2.3 混合床

混合床也称为混合离子交换器，主要用于对出水水质要求高的场合，一般设在阴离子交换器之后，有时也可设在反渗透设备之后。混合床出水电导率可达 0.2μS/cm 以下，SiO<sub>2</sub> 含量可小于 0.02mg/L，混合床出水可满足各种参数锅

炉补给水水质的要求。  
混合床内装填的树脂是阳离子树脂和阴离子树脂混合的树脂层。设备运行时，阳树脂交换下来的 H<sup>+</sup> 和阴离子交换下来的 OH<sup>-</sup> 迅速反应生成水，因此水中阴、阳离子杂质与树脂上对应的交换离子反应速度更快，加上混合床进水电导率小于 5μS/cm，所以混合床可以达到几倍于单床的运行流速。在锅炉补给水处理系统中，运行流速一般控制在 40~60m/h。另外，混合床体内再生时要求阳离子树脂和阴离子树脂完全分离，并分别用酸和碱再生，因此，混合床内部结构设计有进酸装置、进碱装置和中间排液装置。混合床设备管系如图 7.12-2 所示，技术参数见表 7.12-8。

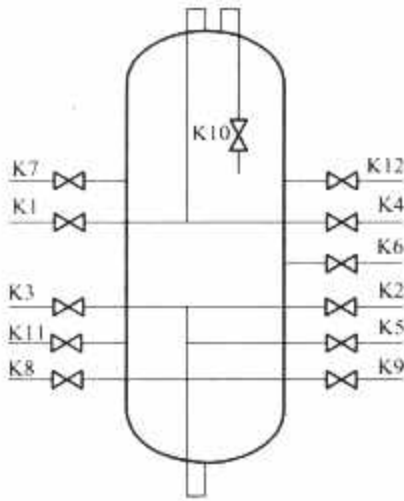


图 7.12-2 混合床设备管系示意图  
K1—进水阀；K2—出水阀；K3—反洗进水阀；  
K4—反洗出水阀；K5—正洗排水阀；  
K6—中间排水阀；K7—进碱阀；K8—进酸阀；  
K9—进压缩空气阀；K10—排气阀；  
K11—清洗树脂输出阀；K12—进脂阀

表 7.12-8 混合床离子交换器技术参数

设计压力 (MPa)	0.6	容器类别	一类	进水装置	穹形多孔板式、十字管、辐射形支管等
设计温度 (℃)	50	焊缝系数	0.85	中排装置	母支管式
设计流速 (m/h)	60	主体材料	Q235-A	出水装置	多孔板+水帽或石英砂垫层+穹形多孔板
分离后阳、阴树脂层高比 (mm/mm)	500/700、500/1000	设备出力 (m <sup>3</sup> /h)	30~290	树脂类型	强酸性阳树脂和强碱性阴树脂
进酸装置	同出水装置	容器形式	立式	进碱装置	母支管式

6.2.4 双层床

在同一交换器内部装有强、弱两种树脂的联合应用工艺称为双层床。一般情况下上层是弱型树脂，下层是强型树脂。由于这两种树脂的真相对密度和粒度不同，因此在反洗后可分为上下两层。  
双层床设备的结构及管系和逆流再生固定床相同。  
双层床内两种树脂分层不好会直接影响设备运行的经济性和出水水质。当混层高度小于总层高 20% 时，影响较小；



当阳双层床混层的高度达 25% 时, 平均工作交换容量约降低 5%; 当阴双层床的混层高度达 30% 时, 对平均工作交换容量有明显影响。

### 6.2.5 双室床

为克服双层床工艺中强、弱型树脂混层的缺点, 在双层床交换器中加装一块多孔板使两种树脂隔开, 水能自由通过, 这样就形成了双室床。在双室床中弱型树脂置于上室, 强型树脂置于下室。双室床采用下向流运行和上向流再生。

双室床技术参数与逆流再生固定床离子交换器技术参数相同。双室床的优点是:

- (1) 对树脂性能无特殊要求。
- (2) 不需要采取顶压措施, 再生操作比较简单。

### 6.2.6 除碳器

除碳器用于去除氢离子交换器出水中的二氧化碳, 一般在原水中碳酸盐硬度大于 0.8mmol/L 时除盐系统应设置除碳器。除碳器设于强碱交换器之前或弱碱交换器之后。除碳器有鼓风式和真空式两种, 电站水处理系统常用鼓风式。

鼓风式除碳器的作用是使水中的二氧化碳随吹过的空气而排往大气。空气中的二氧化碳的含量是恒定的, 在常温下其溶解度为 5~10mol/L。当水中二氧化碳浓度高于水和空气平衡浓度时, 二氧化碳就从水中解析出来进入空气中, 并与空气一起排入大气, 达到去除水中游离二氧化碳的目的。为了提高解析效果, 在除碳器内装填有比表面积大的填料, 设备运行时, 水自设备上引入, 经喷淋装置喷洒开, 流过比表面积大的填料, 空气自下部风口进入向上穿过填料层, 水中的游离二氧化碳迅速析出进入空气中, 从顶部排出。水经除碳器处理后残留  $\text{CO}_2$  含量小于 5mg/L。

## 6.3 EDI 除盐设备

### 6.3.1 EDI 除盐设备的工作原理

EDI (Electro De Ionization) 是一种不耗酸、碱而制取纯水的新技术, 又称“填充床电渗析”。它将传统的电渗析技术和离子交换技术有机地结合起来, 既克服了电渗析不能深度除盐的缺点, 又弥补了离子交换不能连续制水、需要用酸碱再生等不足。EDI 适用于处理反渗透出水等低含盐量水, 其产水水质能够满足锅炉用水对电导率、硬度和硅含量等要求。

EDI 除盐机理主要有两种理论: 一种说法是利用离子交换原理除去水中离子, 利用水在直流电能的作用下分解产生  $\text{H}^+$  和  $\text{OH}^-$  去再生混合离子交换树脂, 从而实现在通电状态下连续制水、再生; 另一种理论认为是在电场作用下, 离子在树脂相的迁移速率要比在水中高 2~3 个数量级, 阴、阳离子会与树脂颗粒不断发生交换过程而构成“离子迁移通道”, 即阴、阳离子主要通过树脂相迁移至阳膜和阴膜而进入浓水室。

EDI 装置包括膜堆、直流电源、控制保护等设备。膜堆由淡水室、浓水室和电极室组成, 如图 7.12-3 所示。淡水室内填充常规混合离子交换树脂, 给水中离子由该室除去; 淡水室和浓水室之间装有阴离子交换或阳离子交换膜, 淡水室中阴(阳)离子在两端电极作用下不断通过阴(阳)离子交换膜进入浓水室;  $\text{H}_2\text{O}$  在直流电能作用下可分解成  $\text{H}^+$  和  $\text{OH}^-$ , 使淡水室中混合离子交换树脂经常处于再生状态, 因而有交换容量, 而浓水室中浓水不断地排走。因此, EDI 在通电状态下可以不断地制出纯水, 其内填的树脂无需使用工业酸、碱进行再生。EDI 的每个制水单元均由一组树脂、离子交换膜和有关的隔网组成。每个制水单元串联起来, 并与两端的电极组成一个完整的 EDI 设备。

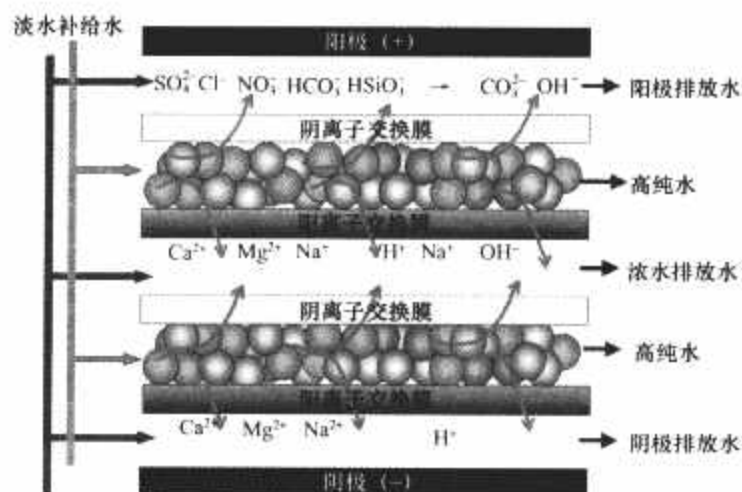


图 7.12-3 EDI 工作原理图

### 6.3.2 EDI 产品的应用

EDI 装置通常用于处理两级反渗透出水, 用于制备超纯水。EDI 对进水含盐量、弱电解质含量要求比较严格, 主要是因为 EDI 对弱电解质的脱除能力受限于这些物质在水中电离度的大小。EDI 要求进水  $\text{CaCO}_3$  含量小于 1.0mg/L, 当原水硬度不能满足该要求时, 可以使用钠离子软化器等工艺去除硬度。

## 7 凝结水精处理

### 7.1 前置过滤设备

#### 7.1.1 固定床过滤器

火电厂凝结水固定床过滤器主要采用前置氢型强酸阳离子交换器, 其目的是在凝结水进入混合离子交换器前通过前置阳床去除水中 70% 的悬浮杂质和铁腐蚀产物, 以保护混合离子交换器内的树脂免受污染。前置阳离子交换器的设备结构与补给水处理系统中的阳离子交换器相同, 设备机械强度要求满足凝结水系统压力要求。

#### 7.1.2 管式和覆盖过滤器

管式过滤器也是凝结水精处理常用的前置过滤器, 它是在一个柱形的压力容器内安装了几十到几百根线绕滤芯, 线绕滤芯是由合成纤维绕制而成, 滤芯的骨架为不锈钢管, 不锈钢管壁上均匀的开有直径为 3~5mm 的孔。一般机组初期投运时使用过滤精度为 10 $\mu\text{m}$  的滤芯, 机组正常投运后使用过滤精度为 5 $\mu\text{m}$  的滤芯。管式过滤器可作为大机组凝结水除盐设备的前置过滤, 在小机组上也单独用于处理凝结水。

覆盖过滤器是将粉状滤料预先覆盖在过滤元件上, 使其形成一个均匀的微孔滤膜, 由于过滤是靠覆盖在滤芯上的微孔滤膜完成的, 故称之为覆盖过滤器。覆盖过滤器对凝结水中的悬浮物和铁腐蚀产物去除效果优于固定床过滤器和管式过滤器。覆盖过滤器的滤芯一般采用合成纤维绕制, 覆盖过滤器的滤料一般采用纤维粉 (长度为 30~60 $\mu\text{m}$  的纸粉或棉浆粉), 根据需要也可采用纤维粉和阴阳离子粉末树脂的混合物。

#### 7.1.3 电磁过滤器

电磁过滤器是利用电磁力的作用除去水中磁性氧化物的一种过滤器, 其工作原理是: 给励磁线圈中通直流电流以产生定向磁场, 磁化充填层中的导磁基体, 被处理水通过导磁基体时水中的磁性物质颗粒被磁力吸引到基体表面上, 从而达到水的净化目的。

电磁过滤器主要由罐体、内部强磁性材料和外部电磁线圈构成。罐体用非磁性材料制成, 内部充填磁性材料, 如钢毛、钢纤维、钢球等。过滤器的外壳是能改变磁场强度的电



磁线圈。当通直流电时，线圈产生强磁场，填充材料被磁化。需要清洗时，停止通电，消除磁场，用空气和水对所填磁性材料反洗。

## 7.2 深度除盐设备

### 7.2.1 深层混床

深层混床是我国目前最常用的凝结水除盐设备。根据系统压力不同，混床可设计为中压或低压两种。对于中压混床，设备直径不大于2200mm时，常设计为柱形结构；当混床直径大于或等于3000mm时，混床常设计为球形结构。

凝结水深层混床采用体外再生，为保证混床水质，要求混床内失效树脂输出彻底，失效树脂输出率大于99%。为此，凝结水混床出水装置应设计为蝶形板加水帽结构。

凝结水处理混床的运行流速为100~120m/h，树脂应采用强度较好的凝胶型或大孔均粒树脂。

凝结水深层混床失效后，树脂采用体外分离和再生。

### 7.2.2 粉末树脂覆盖过滤器

粉末树脂覆盖过滤器与普通的覆盖过滤器不同之处在于滤料是具有过滤功能和短时除盐能力的粉末树脂，在设备投运初期，粉末树脂对凝结水中的阴、阳离子有一定的去除能

力。由于覆盖层厚度仅为3~10mm，投运几小时后粉末树脂就失去除盐能力。目前，粉末树脂覆盖过滤器常用于空冷机组的凝结水精处理。

### 7.2.3 凝结水复床（单层床）

凝结水除盐复床工艺是指用于去除凝结水中溶解盐类的阳、阴离子交换树脂分别放置在阳离子交换器内和阴离子交换器内，其特点是树脂失效后无需分离工艺，彻底解决了树脂再生时的交叉污染。另外的优点是设备运行周期长，出水水质好，缺点是设备占地面积较大，造价也较深层混床工艺高。

常用的系统是将一个阳离子交换器与一个阴离子交换器串联或按阳—阴—阳离子交换器串联起来。

## 7.3 后置过滤设备

凝结水精处理系统的后置过滤器的作用是截留从凝结水除盐设备漏出的树脂或树脂碎粒等杂物，防止颗粒杂质进入锅炉。目前常用的设备是在每台除盐设备出水管道上串联一台树脂捕捉器。树脂捕捉器由圆筒形钢壳体和缝隙为0.25mm的梯形绕丝不锈钢滤元组成，滤元内衬不锈钢圆筒骨架。为便于观察树脂捕捉器内杂质聚集情况，树脂捕捉器钢壳体上应设计有窥视窗。

## 第13章 煤粉制备设备

煤粉制备设备是为燃烧煤粉的锅炉磨制煤粉的设备。煤粉制备设备主要有磨煤机、粗细粉分离器、给煤机、给粉机、输粉机等。

煤粉制备设备是煤粉锅炉的重要辅助设备。近年来,随着电站锅炉容量的不断增大,煤粉制备设备的单机容量也随着增大,煤粉制备设备本身也获得了发展。其中,磨煤机的发展更为显著。

### 1 磨煤机的选择

磨煤机是把大颗粒煤破碎、碾磨成煤粉的设备。煤在磨煤机中被磨制成煤粉,主要是通过压碎、击碎和研碎三种方式,以何种方式为主视磨煤机的类型而定。由于碾磨机理和结构不同,磨煤机的类型很多,按磨煤机工作部件的转速来分,一般可分为三大类:低速磨煤机(转速 $16\sim 25\text{r/min}$ )、中速磨煤机(转速 $45\sim 300\text{r/min}$ )和高速磨煤机(转速 $300\sim 1500\text{r/min}$ )。火电站中常用的磨煤机形式如下:

(1) 低速磨煤机。钢球磨煤机,如MTZ(DTM)等;双进双出钢球磨煤机,如MGS、BBD、D等。

(2) 中速磨煤机。球环磨煤机,如E(或ZQM)等;轮式磨煤机,如MPS(或ZGM、MP)、MBF等;碗式磨煤机,如RP、HP、SM等;平盘磨煤机,如LM等。

(3) 高速磨煤机。风扇磨煤机,如S(或FM)、N等;锤击磨煤机。

#### 1.1 磨煤机台数和出力裕量的选择

磨煤机台数和出力必须与机组容量相匹配,对于某台锅炉来说,磨煤机应有的台数和出力主要取决于制粉系统及所配磨煤机的形式。磨煤机应有的台数和出力确定后,其他制粉系统的设备也就决定了。

##### 1.1.1 磨煤机台数的选择

对直吹式制粉系统的磨煤机台数,按下列要求选择:

(1) 机组容量为200MW以下时,每台锅炉装设的中速或风扇磨煤机宜不少于3台,其中1台备用。

(2) 机组容量为200MW及以上时,每台锅炉装设的中速磨煤机宜不少于4台,风扇磨煤机宜不少于3台,其中1台备用。

(3) 当装设的风扇磨煤机为6台及以上时,其中可设2台备用(检修备用和运行备用)。

(4) 当采用双进双出钢球磨煤机时,一般不设备用磨煤机。每台锅炉装设的磨煤机宜不少于2台。

对钢球磨煤机贮粉仓式制粉系统的磨煤机台数,按下列要求选择:每台锅炉装设的磨煤机台数不少于2台,不设备用。

##### 1.1.2 磨煤机出力裕量的选择

(1) 对中、高速磨煤机,在磨制设计煤种时,除备用外的磨煤机总出力应不小于锅炉最大连续蒸发量时燃煤消耗量的110%;在磨制校核煤时,全部磨煤机在检修前的总出力应不小于锅炉最大连续蒸发量时的燃料消耗量。对中速磨煤机和风扇磨煤机的计算出力按磨损中后期出力考虑。

(2) 对钢球磨煤机,每台锅炉装设的磨煤机计算总出力(大型磨煤机在最佳钢球装载量下)按设计煤种不应小于锅炉最大连续蒸发量时所需耗煤量的115%,按校核煤种亦应不小于锅炉最大连续蒸发量时所需耗煤量。当一台磨煤机停止运行时,其余磨煤机按设计煤种的计算出力应能满足锅炉不投油情况下安全稳定运行的要求。

磨煤机台数和出力裕量间的关系为

$$B_m = K_{mc} B_z / Z_m \quad (7.13-1)$$

式中:  $B_m$  为磨煤机应有的出力,  $\text{t/h}$ ;  $B_z$  为锅炉实际燃煤量,  $\text{t/h}$ ;  $Z_m$  为每台锅炉所配置的磨煤机台数;  $K_{mc}$  为磨煤机出力储备系数。

$K_{mc}$  的计算公式为

$$K_{mc} = Z_m / (Z_m - Z_b) \quad (7.13-2)$$

式中:  $Z_b$  为磨煤机备用台数;  $Z_m$  含义同前。

#### 1.2 磨煤机形式的选择

(1) 在选择磨煤机形式和制粉系统时,应根据煤的爆炸特性、燃烧、磨损、可磨性、磨煤机的制粉特性及煤粉细度的要求,结合锅炉炉膛和燃烧器结构统一考虑,并考虑投资、电厂检修运行水平及设备的配套、备品备件供应以及煤的来源和煤中杂物情况诸因素,以达到磨煤机、制粉系统和燃烧装置匹配合理,保证机组的安全经济运行。

(2) 当煤干燥无灰基挥发分大于10%时,制粉系统和磨煤机设计时应考虑防爆要求。

(3) 煤的燃烧性能一般可根据煤的挥发分来判断,但劣质烟煤和贫煤的燃烧性能需进行燃料着火温度的测定,甚至在试验台进行试烧后确定,以作为选择合适的制粉系统形式的依据。

(4) 煤的磨损性和可磨性可以用煤的磨损指数和可磨度进行判断或通过试磨确定。

根据煤的磨损指数选择磨煤机的界限是依据磨煤机碾磨件的寿命近似划分。中速磨煤机碾磨件的寿命应大于6000小时,对MPS磨煤机系指辊轮的单面寿命,对E型磨煤机为补加钢球前的寿命。风扇磨煤机冲击板寿命应大于1000小时。达到上述寿命时的碾磨出力不应低于最大碾磨出力的90%。

(5) 在磨煤机的出力裕量、一次风机风量裕量较大(按规定的上限)、煤粉细度较粗( $R_{90} \geq 20\%$ )时,中速磨煤机对煤磨损性能的适用界限可以放宽至煤的磨损指数  $K_e \leq 5.0$ 。

(6) 蒸发量为410t/h及以上燃用烟煤锅炉,当使用切圆燃烧方式时,考虑磨煤机的提升压头有限及煤粉分配问题,不宜采用风扇磨煤机。

(7) 蒸发量为220t/h及以下烟煤机组锅炉,可以考虑采用风扇磨煤机。

(8) 风扇磨煤机的烟气干燥系统,若经验算系统含氧量满足防爆要求时,宜优先考虑采用热烟和热风二介质干燥系统。

(9) 磨制褐煤( $V_{daf} > 40\%$ )时,当煤的磨损指数  $K_e \leq 3.5$  时,应选用风扇磨煤机直吹式系统。当褐煤的磨损指数

$K_c > 3.5$ 、水分  $M_{ar} \leq 15\%$  时，可以考虑采用中速磨煤机直吹式系统。

(10) 当原煤应用基全水分  $M_{ar} > 30\%$  时，可以考虑采用热烟和热风双介质干燥系统，或冷烟、热烟和热风三介质

干燥系统。

(11) 当  $M_{ar} \leq 15\%$  时，应采用热风干燥系统。

(12) 不同煤质条件下推荐的磨煤机及制粉系统类型适用范围见表 7.13-1。

表 7.13-1 磨煤机及制粉系统的选择

煤种	煤特性参数						磨煤机及制粉系统	机组容量
	$V_{ad}$ (%)	IT (℃)	$K_c$	$M_f$ (%)	$R_{90}$ (%)	$R_{75}$ (%)		
无烟煤	$\leq 10$	$> 900$	不限	$\leq 15$	$\sim 5$	$\sim 8$	钢球磨煤机贮粉仓热风送粉	不限
		$800 \sim 900$	不限		$5 \sim 10$	$8 \sim 15$	钢球磨煤机贮粉仓热风送粉或双进双出钢球磨煤机直吹式	不限
贫瘦煤	$10 \sim 20$	$800 \sim 900$	不限	$\leq 15$	$5 \sim 10$	$8 \sim 15$	同无烟煤	不限
		$700 \sim 800$	$> 5.0$		$\sim 10$	$\sim 15$	双进双出钢球磨煤机直吹式	不限
			$\leq 5.0$				中速磨煤机直吹式	不限
烟煤	$20 \sim 37$	$700 \sim 800$	—	$\leq 15$	$\sim 10$	$\sim 15$	同贫瘦煤	
		$600 \sim 700$	$\leq 5.0$		$10 \sim 15$	$15 \sim 20$	中速磨煤机直吹式	不限
			$> 5.0$				双进双出钢球磨煤机直吹式	不限
		$< 600$	$\leq 5.0$		$15 \sim 20$	$20 \sim 26$	中速磨煤机直吹式	不限
			$\leq 1.5$		$\sim 20$	$\sim 26$	风扇磨煤机热风干燥	50MW 以下
褐煤	$> 37$	$< 600$	$\leq 5.0$	$\leq 15$	$30 \sim 35$		中速磨煤机直吹式	不限
			$\leq 3.5$	$> 15$	$45 \sim 55$		三介质或二介质干燥风扇磨煤机直吹式	不限

2 低速磨煤机（钢球磨煤机）

2.1 工作原理和特点

钢球磨煤机简称球磨机，其工作原理是：煤和钢球都在筒体内，电动机通过变速箱驱动筒体旋转，筒体转动时筒体内壁具有一定形状的护甲将钢球带到一定高度后以抛物线轨迹落下，将煤击碎。撞击粉碎作用在球磨机内是主要的。另外，煤还受到钢球间的挤压、摩擦研磨及钢球与护甲间的碾压等作用。筒体内煤粉干燥与磨煤同时进行，磨制过的煤粉由干燥气流从筒体内带走，其流速一般为  $1 \sim 3\text{m/s}$ ，流速大小对煤粉的细度和磨煤出力有很大影响。

低速钢球磨煤机的特点是可以磨制其他磨煤机不宜磨制的任何煤种，并可以获得较细的煤粉，对煤中的杂物不敏感，容腔大，磨内存粉多，停止给煤后供粉可延迟；其缺点是占地大、设备多、投资大、单位电耗高、噪声大和控制灵活性差。

2.2 单进单出球磨机

该种磨煤机的原煤和干燥介质同时从筒体一端进入，而被碾磨过的煤粉随着气流从另一端送出。该设备具有单独的粗粉回路，将不合格的粗粉返回到磨煤机内重磨。按筒体出口部分的不同形状可分为圆柱形和锥形两种，两者的特性基本相同，但现已不再采用锥形磨。

直径以钢瓦波纹的中心线计，长度是指圆筒部分的内部尺。为区分圆柱形或锥形，分别用 DTM（圆柱形）和 DZM（锥形）表示。

2.2.1 筒体转速

当筒体转速超过一定数值以后，作用在钢球上的离心力很大，以致使钢球附着筒壁与筒体一起运动。此时煤不再被撞击，而只有钢球间的相互研磨，在这种情况下磨煤作用是

很小的。产生这种状态的最低转速称为临界转速（ $n_{ij} = 42.3/D^{0.5}$ ）。当转速很低（ $n$  远小于  $n_{ij}$ ）时，随着筒体转动，钢球带到一定高度时在筒体内形成向下倾斜的状态，当筒体内钢球的倾角等于或大于自然倾角时，球就沿着斜面滑下，这时的磨煤作用也是微不足道的。当筒体转速处在上述两种情况之间时，钢球被带到一定高度后就沿抛物线轨迹落下，产生强烈的撞击磨煤作用。在磨煤作用最大时，对应的转速称为最佳转速  $n_{qj}$ 。

最佳工作转速与临界转速有一定的关系，但尚未有统一的方法来确定。我国和苏联制造的装有波浪形护甲的球磨机  $n_{qj}$  为  $(0.74 \sim 0.8) n_{ij}$ ，且只限于大出力的磨煤机，其他国家生产的球磨机  $n_{qj}$  为  $(0.7 \sim 0.9) n_{ij}$ 。

2.2.2 钢球充球系数

筒体内所装钢球量通常用钢球容积占筒体容积的百分比表示，称为钢球充球系数  $\Psi$

$$\Psi = G/(\rho_{gsl}V) \times 100\% \tag{7.13-3}$$

式中： $G$  为钢球装载量； $V$  为筒体容积； $\rho_{gsl}$  为钢球的堆积密度（一般可取为  $4.9\text{t/m}^3$ ）。

2.2.3 最佳充球系数

随着钢球装载量的增加，磨煤机出力和耗电量都增加。当单位电耗最小时（在同样煤粉细度下）的钢球装载量称为最佳钢球装载量。由最佳充球系数  $\Psi_{b,opt}$  可计算最佳的钢球装载量  $G_{qj} = 4.9V\Psi_{b,opt}$ 。准确的最佳钢球装载量应通过试验确定。最佳充球系数为

$$\Psi_{b,opt} = \frac{0.12}{(n/n_{ij})^{1.75}} \tag{7.13-4}$$

2.2.4 最佳通风量

通风量直接影响燃料沿筒体长度方向的分布和磨煤出力。当通风量小时，燃料大部分集中在筒体的进口端，由于钢球沿筒体长度是近似均匀分布的，因而在筒体后部钢球的能量没有被充分利用，它的很大部分能量被消耗在金属磨损



上;风速低,带出煤粉少,因而磨煤出力亦低。相反,通风量增加,改善了沿筒体长度方向燃料对钢球的充满情况,并使磨煤出力增加,磨煤电耗降低,但通风电耗增加。同时,筒体通风过大时,被带走的粗粉增多,粗粉分离器的回粉量增加,使系统内造成无益的循环,输粉消耗的能量也提高。为此,必须寻找一个最佳通风量,在此通风量下,可以达到磨煤和通风总电耗最小。

### 2.3 双进双出球磨机

双进双出钢球磨煤机的结构与单进单出钢球磨煤机类似,为一装有锰钢或铬钼钢护甲的圆筒,研磨部件——钢球在筒内磨制煤粉的原理和过程也与单进单出钢球磨煤机相似。不同的是两端空心轴既是热风 and 原煤的进口,又是气粉混合物的出口。从两端进入的干燥介质气流在球磨机筒体中间部位对冲后反向流动,携带煤粉从两空心轴中流出,进入煤粉分离器,形成两个相互对称、又彼此独立的磨煤回路。连接筒体的中空轴架在轴承上,中空轴内有一中心管,中心管外是螺旋输送装置,用保护链条弹性固定。煤从给煤机出口落入混料箱,经旁路热风预干燥后落入中空轴,由旋转的螺旋输送装置将煤送入磨煤机,由钢球进行磨制。热一次风通过中空轴内的中心管进入筒体,进入筒体的热空气既是煤粉干燥剂又是煤粉输送剂。在热一次风完成对煤的干燥后,按与原煤进入磨煤机的相反方向,通过中心管与中空轴之间的环形通道将煤粉带出磨煤机。煤粉空气混合物与混料箱来的旁路风混合,一起进入上部的煤粉分离器。分离出来的粗粒煤粉经返粉管回落到中空轴入口,与原煤混合,重新进入磨煤机研磨。从分离器出来的制粉系统乏气可作为一次风或三次风送到燃烧器。

双进双出钢球磨煤机的研磨部件主要是钢球,它也装有钢球添加装置,不需停机就可添加钢球。磨煤机为正压运行,用密封风机向中空轴的固定件和旋转件之间输送高压空气,防止煤粉向外泄漏。

双进双出钢球磨煤机设有微动装置,可使磨煤机在停机或维修操作时以额定转速的1/100转速旋转,则在短时间停机时不必将筒内的剩煤排空。这是因为缓慢旋转可使筒内存煤及时散热,可防止因局部高温引起自燃。

与单进单出钢球磨煤机一样,运行中的双进双出钢球磨煤机存煤量不随负荷变化,筒内的存煤量约为钢球重量的15%,相当于磨煤机额定出力的1/4。双进双出钢球磨煤机应用检测制粉噪声或进出口差压的方法来控制筒内的存煤量。

与其他研磨方式不同,双进双出钢球磨煤机的出力不是靠调整给煤机来控制,而是靠调整通过磨煤机的一次风量控制的。由于筒内存有大量的煤粉,当加大一次风阀门的开度时,风的流量及带出的煤粉流量同时增加,而且风煤比(即煤粉浓度)始终保持稳定。所以,其响应锅炉负荷变化的时间非常短。

双进双出钢球磨煤机出口的风煤比不随负荷变化。当在低负荷运行时,由于磨煤机筒体内的通风量减少,导致磨煤机出口及一次风管内的气粉混物流速降低。过低的流速将引起管内煤粉沉积。旁路风的一个主要作用就是:在低负荷时加大旁路风风量,使输粉管道和煤粉分离器内始终保持最佳风速,避免煤粉沉积和分离效果下降。

双进双出球磨机的两个磨煤回路可以同时使用,也可以单独使用一个,使磨煤出力降至50%以下,从而扩大了磨煤机的负荷调节范围。

## 3 中速磨煤机

### 3.1 工作原理和特点

中速磨煤机的碾磨部件由辊(球)与磨环(或碗、盘)两部分组成,虽然各型号中速磨的磨煤部件形式不同,但其磨制煤粉的基本原理相同,都是经过磨煤部件的相对运动,将煤挤压碾磨成煤粉。因磨碗(或盘、环)的旋转,煤粉被甩至边缘风环处,从风环下面吹上来的干燥介质将它们携带至碾磨区上部的分离器,经分离后合格的煤粉送至燃烧器(或经细粉分离器后送入粉仓)。被分离后的粗粉则返回磨内重磨。混杂在煤中的黄铁矿、矸石、铁件和其他难以磨碎的杂物,因其颗粒直径和密度较大,风环的风力不足以托起而落下,至下磨碗(或盘、环)底部风室,并由随磨碗(或盘、环)一道旋转的刮板扫至石子煤排放口,从磨煤机中排出。

中速磨煤机的特点有:

- (1) 磨煤机与分离器组成一体,使结构紧凑、占地少、投资低。
- (2) 金属消耗量低。
- (3) 运行电耗低,约为球磨机的50%~75%。
- (4) 运行调节较灵活,易实现自动控制。
- (5) 适宜配置直吹式制粉系统。
- (6) 设备结构比较复杂,维修要求高。
- (7) 煤种的适应范围较球磨机小,适用于烟煤和部分贫煤。
- (8) 排放出的石子煤中难免带有煤粒,特别当磨损过大或运行操作不当时,含有煤粒会更多,这些都需要另行处理。
- (9) 碾磨件磨损较严重,碾磨件更换工作量大。

### 3.2 球与环式(E型)中速磨煤机

(1) 型号意义。我国此类产品的型号是以磨环节圆直径(cm)加拼音字母组成,如ZQM158,ZQM表示中速球与环式磨煤机,158表示节圆直径(cm)。

国外此类产品统称“E”型磨煤机,并有两种型号表示方法:节圆直径小于70in(1in=0.0254m),在节圆直径(in)前冠以E或EM表示,并用短横线与数字相连,如E-44即表示节圆直径为44in的E型磨;节圆直径大于或等于70in,则在字母E前冠以节圆直径除以10来表示,如10E即表示节圆直径为100in的E型中速磨。

(2) 球数调整。运行中球和磨环会不断地被磨损,球与球之间的距离会越来越大,从而影响磨煤机性能,如出力下降、煤粉变粗等。为使磨煤机性能保持稳定,必须对球和磨环进行定期调整、补充钢球或更换。首先要定期测量球和磨环的磨损情况,以确定碾磨件的磨损速度。在运行初期测量间隔不能太长,一般每隔300h左右测量一次。若煤种变化不大、磨煤出力也基本不变,则磨损时间可按线性关系作出曲线,并由此算出补充和更换球的时间。钢球、磨环磨损后需补充球和更换磨环,其标准由制造厂制定。

磨环的寿命一般比钢球约长一倍左右。为了尽量延长球环的工作寿命,填充球应在初装钢球直径稍大于填充球径时加入,一般应选择在填充球径比滚道中原有球径小1~5mm时为宜,否则既会造成碾磨装置不能有效平稳地工作,又会加剧填充球的磨损。

### 3.3 辊式(MPS型、MBF型)中速磨煤机

MPS型辊环磨煤机是由德国DBW公司在20世纪50年

代从原先用于磨水泥的 BERZ 型磨的基础上发展起来的。第 1 台 MPS 型磨煤机于 1958 年在德国制成,北京电力设备总厂、沈阳重型机器有限公司都引进了 MPS 型磨煤机制造技术,20 世纪 80 年代开始生产 MPS 型磨。

型号意义: 辊与环式磨煤机型号用 MPS 加数字表示,其中 M 表示磨煤机, P 表示钟摆式磨, S 表示碗形磨盘, 数字表示磨环节圆直径。如 MPS190 表示磨环节圆直径为 190cm 的辊与环式中速磨煤机。我国某些制造厂也有用 ZGM 代替表示 MPS 型中速磨,其中 Z 表示中速, G 表示辊, M 表示磨煤机。

与磨盘尺寸相仿的其他中速磨比, MPS 型磨煤机的磨辊直径较大,具有比其他中速磨更大的碾磨面积,使磨辊的磨损较均匀,提高了金属的利用率。由于磨辊直径较大,可允许有较大的进料粒度,常可省掉一级破碎,使系统简化。最大进料粒度大致等于  $1/4$  磨环的节圆直径,如 MPS200 型磨煤机的最大进料粒度为 50cm。

MBF 型中速磨煤机是 MPS 型磨煤机的改进型,两者结构相似,工作原理相同。MBF 和 MPS 型磨煤机的最大差别是 3 个磨辊的支撑及磨煤压力的加载方式不同。MBF 型磨煤机的 3 个磨辊均不依靠磨室独立支撑,并由 2 个弹簧加载,磨煤压力是由弹簧力和磨辊组件自重组成的合力。这种加载方式便于磨煤压力的调整 and 检查,同时能方便地拆除更换磨损部件。碾磨室由 3 个部分组成,并用螺栓固定在一起。每个部分各有 1 只栓接的轴颈套,允许拆除和更换磨辊组件及碾磨环块。

### 3.4 辊与斜盘式 (BM 型、RP 型或 RPS 型、HP 型、SM 型) 中速磨煤机

#### 3.4.1 碗式 (BM 型) 中速磨煤机

这是我国最早采用的一种中速磨煤机,常用于 120、230t/h 出力的锅炉上。目前仅在老电厂中使用。

碗式磨煤机在向大容量级发展时遇到了一些困难,如加大直径会使磨煤机横向尺寸过大,占地太多,不便于磨煤机布置;提高转速又将加剧碾磨件的磨损。因此现代大型碗式磨煤机改成斜盘式磨煤机(即浅碗磨煤机,如 RP、HP 型)。

#### 3.4.2 斜盘式中速磨煤机

斜盘式中速磨煤机用  $RP \times \times \times \times$  来表示,用于负压系统时用  $RPS \times \times \times \times$  表示,其中数字部分前几位数表示磨盘节圆直径(in),最后一位数字为磨辊数目。磨辊一般均为 3 个,如 RP943 表示磨盘节圆直径为 94in,有 3 个磨辊。

小型磨煤机上采用弹簧压紧磨辊,弹簧的压力由曲柄传递给磨煤机磨辊。当空载运行时,用一个制动器防止磨辊接触磨碗的扇形衬板。大型磨煤机上的磨辊采用液力—气动悬吊装置加压,磨辊压力通过液力系统进行调整。

#### 3.4.3 HP 型中速磨煤机

RP 型中速磨煤机虽得到较广泛的使用,但也暴露了一些不完善的地方。HP 型中速磨煤机就是在 RP 型基础上的改进型。由于各种改进侧重于延长磨煤机零部件的寿命,故对磨煤机的各种性能影响不大,仍与 RP 型磨煤机相似。

HP 型磨煤机的整体性能优于 RP 型,其结构上也作了较大的改动,主要涉及以下几个方面:

(1) 驱动方式。取消传统的蜗轮蜗杆的传动结构,改为一级螺旋伞齿轮和一级行星齿轮的传动结构,从而消除了原结构传动效率低、消耗功率大的缺陷。HP 型磨煤机的齿轮箱可以从下部抽出,便于检修。

(2) 防磨措施。磨辊、磨盘的耐磨材料由离心浇铸式硬镍改为 CROWn700 堆焊材料,其使用寿命从 4000h 提高到 7000h。为解决分离器出口端壁面的磨损问题,在内锥壁面加装了陶瓷衬板。

(3) HP 型磨煤机采用大直径锥形磨辊。磨辊的平均直径比 RP 型磨煤机约大 30%,而长度缩短,局部磨损减轻,有效磨煤面积增加,使磨辊的使用寿命相应提高到 10000h。磨辊的检修辅助机构改为外翻式倾翻机构,更换磨辊比起吊式机构更为方便。

(4) HP 型磨煤机采用能随磨碗一起转动的风环装置,取代了固定式风环来改变一次风流向和流速,使通过磨煤机的空气分配更为均匀,以加强磨煤机对煤粉的分离效果,并降低磨煤机内部的磨损和一次风的压力损失。本体阻力可比原结构下降约 11%。

(5) HP 型磨煤机采用高顶盖离心挡板分离器。通过增加分离器顶端空间高度来降低通过分离器的气流速度,从而降低分离器内部金属磨损,改善煤粉的分离效果。出口文丘里装置能均匀地将煤粉分配到各个一次风管。

#### 3.4.4 SM 型碗式磨煤机

SM 型碗式中速磨煤机是德国 EVT 公司(现为 ALSTOM Energy Systems GmbH 公司)于 20 世纪 60 年代在引进美国 CE 公司 RP 型磨煤机技术基础上改进、发展起来的一种磨煤机。上海外高桥电厂二期  $2 \times 900\text{MW}$  机组用的就是 EVT 公司的 SM28/17 型磨煤机(磨盘直径 28dm,磨辊直径 17dm),是由上海重型机器厂分包制造的。外高桥第三发电厂  $2 \times 1000\text{MW}$  机组采用的是 SM29/18 型磨煤机,由上海重型机器厂引进 ALSTOM Energy Systems GmbH 公司的技术自行生产。

### 3.5 辊与平盘式 (LM 型) 中速磨煤机

我国曾在 20 世纪 60~70 年代生产过平盘式中速磨煤机。国外同类的 LM 型产品有两种形式,即 Loesenmihll 和 Lopulcomill,其工作方式和原理相同,只是在结构上略有区别。前者磨辊的压紧力为液力,喷嘴固定在外壳上;后者磨辊的压紧力为弹簧力,其喷嘴环固定在磨盘上,随磨盘旋转。

## 4 高速磨煤机

高速磨煤机分为风扇式磨煤机和锤击式磨煤机。风扇式磨煤机又分为 S 型和 N 型两种系列。锤击式磨煤机由于锤子结构不同又可分为固定锤式和活动锤式两种。通常把配用重力分离竖井的活动锤式称为竖井式磨煤机,而把固定锤式称为高速锤击式磨煤机。

#### 4.1 工作原理和特点

在运行过程中,高速磨煤机本身就是排粉风机,在对原煤进行粉碎的同时能产生 1500~3500Pa 的风压,从而克服系统阻力,完成干燥剂吸入、煤粉输送的任务。燃料的碾磨、干燥剂吸入及煤粉输送均由磨煤机来完成,具有结构简单、尺寸小、占地少、投资省、电耗低等优点。

在高速磨煤机中,煤的粉碎过程既受机械力的作用又受热力作用的影响。从磨煤机入口进入的原煤与被磨煤机吸入的高温干燥介质混合,在高速转动的叶轮带动下一起旋转,煤的破碎过程和干燥过程同时进行。叶片(锤子)对煤粒的撞击、叶轮与煤粒的摩擦、运动煤粒对蜗壳上护甲的撞击和煤粒互相之间的撞击等机械作用起主要的粉碎作用。由于水



分高而具有较强塑性的褐煤等在被高温干燥剂加热后,塑性降低、脆性增加,易于破碎;部分含有较高水分的煤粒在干燥过程中又会自动破裂。随着破碎过程的进行,煤粒表面积增大,使干燥过程进一步深化,更有利于破碎。

该型设备由于具有良好的抽吸力,通风能力较其他磨煤机强。煤在磨煤机中大部分处于悬浮状态,因而干燥过程也较强。高速磨煤机适宜于磨制用炉烟和热空气混合物作干燥剂的褐煤和高水分的烟煤。

## 4.2 风扇式磨煤机

根据磨制的煤种,风扇式磨煤机(简称风扇磨)分为烟煤和褐煤两种系列,两者结构上无多大差别,仅由于煤种水分不同使叶轮和机壳有所差异。对于烟煤和 $M_{ar}<35\%$ 的褐煤,一般选用S系列风扇式磨煤机;对于 $M_{ar}>35\%$ 的褐煤,一般选用N系列风扇式磨煤机。

(1) 机壳。风扇磨机壳与风机机壳极为相似,其型线按结构方形设计。机壳由厚钢板焊接制成,前后侧板上敷有衬板,蜗壳围板内敷有锰钢浇铸成的护甲,磨损后均可更换。

(2) 叶轮。叶轮是风扇磨的主要碾磨件,由冲击板、支柱、前后盘和衬板等组成。叶轮前后盘通过支柱联成一体,组成叶轮体;冲击板靠支柱依托,并利用压块或衬板固定。前后盘上均焊有条形通风背筋,前盘上的背筋可降低磨内循环风量,后盘上的背筋可防止轴端正压冒粉。叶轮前后盘外缘装有衬环,内侧装有衬板,以防止前后盘磨损,延长使用寿命,并具有紧固冲击板的作用。冲击板是磨损件,在叶轮强度设计的许可范围内尽量增加其厚度。当叶轮较大时,冲击板沿宽度方向分成不等厚度的2~3块,其厚度可根据磨损规律设计,以达到相同的周期。为延长冲击板的使用寿命,有时其表面做成锯齿形或波浪形。冲击板的离心力由叶轮前后盘的外缘突肩支撑,破碎力和冲击板在启动时的惯性力由叶轮支柱承受。

(3) 粗粉分离器。粗粉分离器置于机壳出口,一般为惯性式,烟煤型风扇磨也配用离心式分离器。

## 4.3 锤击式磨煤机

锤击式磨煤机主要在中、小型锅炉中采用。锤击磨按进风方式可分为轴向、切向和轴切向三种。轴向进风式击锤耗量少,自吸力大;切向进风式机身长度短、电耗低、煤粉细度和击锤磨损较均匀,检修拆卸方便;轴切向进风式从磨煤室的三个方向同时进风(端部和切向),这就确保了煤室的通风条件,提高了鼓风能力,同时使沿转子长度的煤粉流的不均匀性降低到最小限度,不仅提高了磨煤机运行的稳定性,而且使锤子磨损均匀、金属磨耗量降低。

## 5 煤粉分离器

干燥介质从磨煤机中带出的煤粉实际上是粗细不等的,包括一些大颗粒的不合格粗粉,所以在磨煤机后一般都装有粗粉分离器。粗粉分离器的作用是将合格的煤粉送出,不合格的粗粉分离下来,重新返回磨煤机重磨;细粉分离器是用于仓储式制粉系统中,把经粗粉分离器送出的合格细粉分离下来储入煤粉仓的装置。

### 5.1 粗粉分离器

#### 5.1.1 类型

粗粉分离器按工作原理可以分为重力式、惯性式、离心式、回转式和静动叶组合式五种。

#### 5.1.1.1 重力式粗粉分离器

重力式粗粉分离器是最简单的一种粗粉分离器,结构简单,只有外壳,内部无调节挡板,阻力小(50~100Pa),但煤粉较粗,且煤粉细度与一次风量有严格的关系。在以一定速度上升的气流中,粒径大到某一程度的煤粒会因重力大于气流对它的托力而坠落,其他细粉则继续随气流上升而被带走。

重力式分离器在竖井磨上使用,适用于褐煤、页岩和泥煤的磨制。

#### 5.1.1.2 惯性式粗粉分离器

当运动气流拐弯时,利用煤粉的惯性把粗煤粉分离出来,这就是惯性式粗粉分离器。这种分离器的结构简单,阻力小,在气流通道中装几块可以调节的折向挡板,气流通过时要拐两次弯,被高速转动的风扇式磨煤机击碎的煤粉在流过挡板而转弯时,过粗的煤粉被分离出来,但调节幅度较窄,且煤粉细度受风量变化影响大,主要用于挥发分高的褐煤和页岩,也用于烟煤。

#### 5.1.1.3 离心式粗粉分离器

配钢球磨煤机的粗粉分离器按其结构形式可分为径向型和轴向型两种。径向型粗粉分离器普遍存在阻力大、运行中折向挡板调节困难等问题;改用轴向调节挡板,气流行程更为合理,能适应要求煤粉较细的情况,其分离效果优于径向型分离器。

配风扇磨煤机的离心式分离器主要有两种,即雷蒙式和带锥形撞击式。

#### 5.1.1.4 回转式粗粉分离器

回转式粗粉分离器一般多与中速磨煤机配套使用。该分离器由转子和叶片组成,其工作原理是:从磨煤机碾磨区上升的气粉混合物进入旋转的转子区,在转子带动下作旋转运动,其中的粗粉颗粒在离心力和叶片撞击的作用下被分离出来,落入碾磨区重磨,其余的细粉随气流穿过叶片间隙进入煤粉引出管。回转式分离器的分离效果取决于叶片的数量、布置方式以及转子的转速和通风量等因素。

回转式粗粉分离器的分离效率高,煤粉细度调节方便,出粉中粗颗粒小,而且煤粉细度不受通风量变化的影响,因此在磨煤机的不同出力下均可达到要求的煤粉细度,有利于适应锅炉负荷的变化,其不足之处是叶片磨损较快,维修工作量大,又增加了一套传动调速机构。

#### 5.1.1.5 静动叶组合式粗粉分离器

静动叶组合式粗粉分离器分成两种。一种用于中间贮粉仓式或直吹式钢球磨煤机制粉系统上;一种用于直吹式中速磨煤机上(与磨煤机一体)。

静动叶组合式粗粉分离器是在回转式分离器前加叶片固定式分离器组合而成,包括动叶轮转子、静叶(可手动调节)、回粉内锥、回粉管(钢球磨系统上有此)、传动机构及其控制监测设备。

旋转式分离器的主要部件为带多个叶片的转子,转速可在0~150r/min范围内无级调节,分离器出口煤粉细度可以在5%~40%范围内调节。

### 5.1.2 评价粗粉分离器性能的指标

由于粗粉分离器内部工作机理相当复杂,影响其性能的因素较多,难以单用某一指标来衡量其工作性能。通常把综合效率和阻力(阻力系数)用作评价其性能的主要指标,而把循环倍率、煤粉细度和煤粉均匀性指数、煤粉细度调节系数以及比表面积作为参考指标。评价粗粉分离器,以综合效率较高,阻力和阻力系数较小,循环倍率较低,煤粉细度调



节系数较高,能达到较细的煤粉细度  $R_{90}$ ,煤粉均匀性指数较大和比表面积较小者为好。

### 5.1.2.1 综合效率 $\eta$

综合效率定义为细粉带出率  $\eta_i$  和粗粉带出率  $\eta_c$  之差。

细粉带出率表示粗粉分离器出口的合格粉量占分离器入口处合格粉量之百分比,即

$$\eta_i = \frac{(100 - R_{90})B_2}{(100 - R_{90.1})B_1} \times 100 \quad (\%) \quad (7.13-5)$$

式中:  $B_1$ 、 $B_2$  为分离器进、出口的煤粉量, kg/s;  $R_{90.1}$ 、 $R_{90}$  为分离器进、出口的煤粉细度, %。

粗粉带出率表示粗粉分离器出口的不合格粗粉量占分离器入口处不合格粗粉量之百分比,即

$$\eta_c = \frac{R_{90}B_2}{R_{90.1}B_1} \times 100 \quad (\%) \quad (7.13-6)$$

综合效率  $\eta$  为

$$\eta = \eta_i - \eta_c = \frac{100(R_{90.1} - R_{90})B_2}{(100 - R_{90.1})R_{90.1}B_1} \times 100 \quad (\%) \quad (7.13-7)$$

综合效率越高,表明分离器分离效果越好、性能越佳。

### 5.1.2.2 循环倍率

循环倍率定义为粗粉分离器进口煤粉量与出口煤粉量之比,即

$$k = \frac{B_1}{B_2} = \frac{B_2 + B_r}{B_2} = 1 + \frac{B_r}{B_2} \quad (7.13-8)$$

式中:  $B_r$  为分离器的回粉量;  $B_2$  为分离器出口的煤粉量。

循环倍率与磨煤机的磨煤工况和分离器的工况有关,它表明了从分离器中每带出 1kg 合格煤粉量时需磨煤机中循环的煤粉量。根据物料平衡关系,可以推导由煤粉细度计算循环倍率的公式,即有

$$B_1 = B_2 + B_r, B_1 R_{90.1} = B_2 R_{90} + B_r R_{90.r}$$

得循环倍率为

$$k = \frac{R_{90.r} - R_{90}}{R_{90.1} - R_{90.1}} \quad (7.13-9)$$

式中:  $R_{90.r}$  为分离器的回粉细度;其余参数同前。

循环倍率对分离器工作性能的影响可用分离器综合效率来说明,将循环倍率代入分离器综合效率公式中,则得出含循环倍率的分离器综合效率公式,即

$$\eta = \frac{100(R_{90.1} - R_{90})}{k(100 - R_{90.1})R_{90.1}} \times 100 \quad (\%) \quad (7.13-10)$$

循环倍率的大小与煤种和磨煤机形式有关。各种形式磨煤机及其对应煤种下的循环倍率推荐值如下:对钢球磨煤机,无烟煤为 3.0,贫煤和烟煤为 2.2,褐煤为 1.4;对风扇磨煤机,贫煤为 7.0,烟煤为 2.5~3.5,褐煤为 2~4。

### 5.1.2.3 分离器阻力

分离器阻力  $\Delta p$  定义为气流经过分离器时造成的压力损失,即

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (7.13-11)$$

式中:  $p_1$ 、 $p_2$  为分离器进、出口的全压, Pa。

分离器阻力实用公式为

$$\Delta p = \xi_0 (1 + K\mu_2) p_d \quad (7.13-12)$$

式中:  $p_d$  为分离器进口处气流动压, Pa;  $\xi_0$  为纯空气时分离器的阻力系数;  $K$  为浓度修正系数;  $\mu_2$  为分离器出口煤粉浓度, kg/kg。

### 5.1.2.4 分离器出口煤粉均匀性指数

煤粉均匀性指数是表示分离器出口煤粉颗粒分布均匀的程度。其值越大,表明分离器出口煤粉颗粒分布均匀性越

好。该指数  $n$  的计算方法为

$$n = \left[ \lg \ln \frac{100}{R_{200}} - \lg \ln \frac{100}{R_{90}} \right] / 0.3468 \quad (7.13-13)$$

式中:  $R_{200}$ 、 $R_{90}$  为分离器出口的煤粉细度, %。

### 5.1.2.5 分离器出口煤粉细度调节系数

煤粉细度调节系数  $\epsilon$  定义为粗粉分离器进、出口的煤粉细度之比,即

$$\epsilon = \frac{R_{90.1}}{R_{90}} \quad (7.13-14)$$

其中,  $\epsilon$  越大,表示分离器调节能力越强。

### 5.1.3 粗粉分离器的选型原则

粗粉分离器参数的选择宜以容积强度为指标。容积强度  $q$  定义为系统通风量 ( $q_v$ ) 与分离器容积  $V$  之比,即

$$q = \frac{q_v}{V} \quad (7.13-15)$$

从式 (7.13-15) 中可看出容积强度越大,容积越小。一般来讲,要求较细的煤粉需要较小的容积强度 (对应大容积)。另外,合理的容积强度与分离器容量大小有关,实践表明,随着分离器容量的增大,应适当降低其容积强度,特别是用于无烟煤系统中的分离器  $q$  比通常要低 30%~40%,才能达到所要求的细度。

各种类型的粗粉分离器的外形尺寸依据几何相似的原则系列化,其容积  $V$  可以表示为

$$V = k_0 D^3 \quad (7.13-16)$$

式中:  $D$  为分离器公称直径, m;  $k_0$  为分离器的结构系数,与分离器结构形式有关,对径向型 HG、WG 系列  $k_0 = 0.518$ , DG 系列  $k_0 = 0.453$ , 轴向型 HW 系列  $k_0 = 0.79$ 。

径向型粗粉分离器的合理容积强度值不仅由所要求的煤粉细度决定,还与分离器规格有关,这样才能保持不同规格粗粉分离器的进口速度都处在合理的范围内,从而保证分离器有良好的性能。

## 5.2 细粉分离器

细粉分离器是从气粉混合物中将煤粉 (或其他粉尘) 分离出来的设备,用于中间贮粉仓式制粉系统和半直吹式制粉系统,是将制成的煤粉分离以便储入煤粉仓的装置。

### 5.2.1 类型

根据燃料特性,细粉分离器可分为适用于爆炸性燃料和非爆炸性燃料两种,其主要区别在于前者有防爆门,后者无防爆门。

设备主要部件为旋风筒,气粉混合物切向进入,分离下来的煤粉进入煤粉仓或直接送入炉膛,乏气作为一次风或三次风进入炉膛或排入大气。

对细粉分离器的基本要求是在满足制粉系统通风量的前提下有高的分离效率、低的阻力,且运行可靠、不易磨损、设备紧凑、金属耗量低。

制粉系统常采用的细粉分离器是旋风式分离器。国产细粉分离器已形成多种系列,多数为细高型。

### 5.2.2 评价细粉分离器的性能指标

细粉分离器的工作性能指标主要有两个:效率和阻力。通常是效率高,阻力也高。

(1) 分离器效率。细粉分离器的效率定义为回收的粉量  $B$  与进入细粉分离器总粉量  $B'$  之比,即

$$\eta_d = B/B' \times 100\% \quad (7.13-17)$$

式中:  $B$  为回收的总粉量;  $B'$  为进入细粉分离器的总粉量。

根据粗粉平衡的原理,用细粉分离器进、出口及回收下

来的煤粉细度可求出细粉分离器的效率  $\eta_{sf}$ , 即

$$R'_x = \eta_{sf} R_x + R''_x (1 - \eta_{sf}) \quad (7.13-18)$$

式中:  $R_x$  为回收的煤粉细度, %;  $R'_x$  为分离器进口煤粉细度, %;  $R''_x$  为分离器出口煤粉细度, %;

由式 (7.13-18) 整理可得细粉分离器效率, 即

$$\eta_{sf} = \frac{R'_x - R''_x}{R_x - R''_x} \times 100\% \approx \frac{R'_x}{R_x} \times 100\% \quad (7.13-19)$$

由此式可直观地看出细度与效率的关系, 即分离器下面回收的煤粉越粗, 其效率越低。此种估算法在现场试验中常被采用, 是一种简便的方法。

随着煤粉细度增加, 效率提高; 入口风速增加, 效率也提高, 但过高的风速会增加阻力, 通风电耗增加, 故入口风速要适当, 一般推荐 27m/s 左右。随着分离器直径增大, 效率下降, 一般直径增加 10%, 效率下降 1% 左右。

(2) 分离器阻力。从试验得知, 分离器阻力在纯空气时要高于带粉时, 带粉后阻力一般要低 15%~25%。浓度越大, 阻力降低的越多。但由于结构形式不同, 降低的值大小也不一样。

### 5.2.3 细粉分离器选型原则

(1) 根据细粉分离器的通风量和旋风筒内的平均流速, 细粉分离器的直径  $D$  为

$$D = \sqrt{\frac{Q_{sf}}{2830w}} \quad (\text{m}) \quad (7.13-20)$$

式中:  $Q_{sf}$  为分离器通风 (干燥剂) 量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $w$  为细粉分离器旋风筒内的平均流速, 一般取 3~3.5m/s。

(2) 核定细粉分离器的效率。

(3) 计算细粉分离器的阻力。如阻力大于 1000Pa, 应重新选型和计算。

(4) 最终确定细粉分离器的形式和规格。

最后根据  $D$  值选用适当的型号。

## 6 给煤机

给煤机是为磨煤机供给煤的设备, 其容量通常按磨煤机出力的 120% 选取。对于大型电站锅炉, 不仅要求给煤机的出力能保证磨煤机出力的需要, 而且还要求其具有良好的出力调节性能, 并能连续、均匀地供煤。由于煤质、原煤粒度、制粉系统和磨煤机形式的不同, 给煤机有多种形式, 通常有圆盘式、皮带式、皮带称重式、刮板式、链板式和电磁振动式等。

### 6.1 圆盘式给煤机

圆盘给煤机属容积式给煤机, 其特点是体积小、结构紧凑、密封性好, 适用于松散状不黏结的煤。而水分高和黏结性强的煤易在圆盘上打滑。

圆盘给煤机主要由圆盘、中间调整套管和外壳组成。原煤从落煤管落到圆盘上, 并向四周散开, 电动机驱动圆盘带动原煤一起转动。煤被刮板从圆盘上刮下, 落入下煤管。给煤量可以通过改变刮板的位置以增加或减少被刮煤层的面积或改变圆盘的转速、改变套管的上下位置以改变燃料的体积来调节。

### 6.2 带式给煤机

带式给煤机结构简单、维修方便。通过改变拖动电动机的转速或控制煤斗闸门的开度改变传动带上煤层厚度来改变给煤量。

带式给煤机主要由传动胶带、传动齿轮及驱动电动机组

成。该设备无密闭罩壳, 为敞开式, 煤较干燥时易产生粉尘飞扬, 煤中水分过大时会黏结在传动带上落到地面, 污染环境, 还会出现传动带跑偏现象。带式给煤机系统漏风较大, 一般无计量装置, 仅配用于负压制粉系统的球磨机。

### 6.3 带称重式给煤机

带称重式给煤机分为电子计量和机械计量两种, 从结构上看, 两者基本相同, 只是在称量控制部分有所差异, 其称量的是煤流质量而不是煤流体积。

此设备为密闭式给煤机, 分上、下两层。上层为输煤胶带、传动齿轮、计量装置; 下层为刮板式清扫机, 将胶带上落下的煤屑刮入落煤管。所有传动机构、传动带及计量装置全部封闭在罩壳内。

电子重力式给煤机具有输送连续称量的能力。煤从原煤斗通过煤闸门落入给煤机, 被传动带输送至给煤机出口。在给煤机机壳内装有两根尺寸控制极为精确的称重托辊, 它们与传动带组成一个称重跨。在称重跨中间装有精密的称重传感器, 利用称重传感器测量单位传动带长度上煤的质量 ( $\text{kg}/\text{m}$ ), 并发出正比于该质量的称重信号。同时, 在主动带轮上装有光电测速传感器, 采用高分辨率的编码器, 能测出由电磁脉冲信号转换所得的带轮转速, 并发出正比于该速度的脉冲量。将以上两个信号输入一个乘法器中, 即可输出当时给煤量的实际值。

机械重力式给煤机的传动带输送机构与电子重力式给煤机基本相同。机械重力式给煤机的称量装置, 是根据作用于三支点上的均布煤流载荷在中间支点受到的力为测量段上煤流重力的一半的原理设计的。测量段的长度为主动轮转一周的传动带长度, 则测量段上煤的质量就是主动轮每一周的给煤量。

电子重力式给煤机系按引进技术制造的密封的带式给煤机, 能自动计量和调节给煤量, 测量精度高, 达  $\pm 0.5\%$ , 并能给出断煤、出煤口堵煤信号; 外壳和煤闸门能耐压 0.345MPa, 密封性好、漏风小; 对湿分大或易黏结的煤也能适用。该设备可用于 200MW 以上的机组。

### 6.4 刮板式给煤机

刮板式给煤机可分为普通型和埋刮板型两种, 其主要特点是结构简单、体积小、密封性好、可长距离输送。另外, 煤斗容量较大, 对防止煤斗口的堵塞有利。

普通型刮板给煤机主要由电动机、变速箱、前后轴、链条、刮板及外壳组成, 由双链条带动平刮板来推送燃料。此类给煤机在我国电站中用得较多, 效果也较为满意, 但该类给煤机对大块煤和木块较敏感。

埋刮板型给煤机为单链条结构, 由刮板、链条和外壳组成。刮板由“—”字形、“T”形、“U”形圆钢或其他型钢构成, 固定在链条上。其原理是利用埋入煤中的链条和刮板对煤粒体施加压力, 促使煤粒之间的摩擦力大于煤和壳壁的外摩擦力, 从而形成煤粒体的连续流动。

埋刮板型给煤机在电厂中使用不多, 特别对于水分较大、颗粒较细的煤在输送时易黏结和压实, 使刮板链条浮在煤粒上面, 因而在使用上受到一定的局限。

埋刮板型给煤机出力的调节由改变煤层厚度或改变驱动电动机的转速来实现。目前已有 MG、MGF、MSD 系列埋刮板型给煤机。

### 6.5 电磁振动式给煤机

电磁振动式给煤机结构简单、体积小、占地少、投资



省、耗电低、无传动部件、无润滑点,运行可靠,因而得到较广泛应用,缺点是漏煤、漏风较大、给煤不稳、不能长距离输送,不宜用于水分过高和黏结性过强的煤种,当煤松散较干燥时又会发生自流而无法控制的情况。该设备主要由输煤槽和振动器组成。

电磁振动式给煤机出力的调节是靠改变线圈的电压从而改变脉冲电磁力的大小以调整下煤量来完成的。

振动式给煤机使用时,一般向下倾,煤的平均移动速度随倾斜增大而提高。当振动式给煤机上倾安装时,每提高 $1^\circ$ ,约使煤的速度降低20%,最大上倾角为 $12^\circ$ 。

## 6.6 正压链板式给煤机

正压链板式给煤机适用于双进双出钢球磨煤机,其利用带翼状刮板的链节输送物料,能适应强磨损性的煤,对易造成其他给煤机堵塞的黏性强的高水分煤也能适应。正压链板式给煤机具有自动控制和电子计量功能。

## 6.7 给煤机的选型原则

给煤机的选型应根据制粉系统的布置、磨煤机的形式、原煤的水分、原煤的颗粒度、锅炉负荷的需要、给煤调节性能和运行可靠性等因素综合考虑。正压直吹式制粉系统的给煤机必须具有良好的密封性及承压能力。

采用中速或高速磨煤机的直吹式制粉系统,宜选用带称重式给煤机或可计量的刮板式给煤机。

采用双进双出钢球磨煤机的直吹式制粉系统,宜选用正压链板式给煤机,也可选用刮板式给煤机。

采用钢球磨煤机的仓储式制粉系统,宜选用刮板式给煤机或带式给煤机。对小容量机组可选用振动式给煤机。

给煤机的台数宜与磨煤机台数相同。但在大容量机组中,为改善原煤仓仓壁角度,防止堵煤,又不过多地提高煤仓层的标高,有可能采用有两个出口的原煤仓,则1台磨煤机将配用2台给煤机。对配置双进双出钢球磨煤机的机组,1台磨煤机应配用2台给煤机。

给煤机的计算出力应大于磨煤机的计算出力,并考虑一定的裕量以适应煤种变化,并改善给煤机的调节性能。振动

式给煤机的计算出力应不小于磨煤机计算出力的120%;其他类型给煤机计算出力应不小于磨煤机计算出力的110%。配用于双进双出钢球磨煤机的给煤机,每台给煤机的出力不应小于磨煤机出力,但不设备用裕量。

# 7 煤粉的供给与输送设备

## 7.1 给粉机

给粉机是在中间贮粉仓式系统中把煤粉由煤粉仓向一次风管供给煤粉的设备,它用于中间贮粉仓系统和半直吹式系统,常置于煤粉仓下面。常用的有螺旋给粉机和叶轮给粉机两种。

螺旋给粉机的螺旋杆起始端直径是不等的,否则只有第一节螺旋进粉,煤粉仓内将形成空穴,一旦煤粉崩落,可使给粉机出力在短时间内猛增。由于煤粉流动性极佳,即使给粉机不转时,在煤粉仓内粉位高度所形成的压力下煤粉仍会自动流出(称为自流现象),因此螺旋杆最后几道螺距应减少一些,以增大自流阻力。给粉不均匀会引起火焰脉动和着火不稳定。

大、中容量锅炉制粉系统常采用叶轮给粉机,给粉机的调节是通过改变给粉机转速的方法实现的。给粉机常配置滑差调速电动机,也可采用变频调速的方法。

国产的叶轮给粉机的型号以其公称出力(即额定出力最大值)来表示,表示方法为GF- $\times\times$ 。其中,GF表示叶轮给粉机, $\times\times$ 表示公称出力(t/h)。

## 7.2 输粉机

输粉机在中间贮粉仓式制粉系统中用于连接同炉或邻炉不同的制粉系统,作输送或分配煤粉之用。常用的输粉机类型有刮板输粉机、LF型链式输粉机和螺旋输粉机(LSF、LS、GX系列)。

螺旋输粉机由螺旋本体(由机壳和带螺旋叶片的转轴组成)、出粉装置(由锁气器、换向阀、连接管、出粉口闸板组成)和驱动装置(由驱动电动机、减速箱组成)三部分所构成,其工作原理是利用螺旋的转动将煤粉沿机壳推移。



# 第14章 吹灰、除尘、除灰

## 1 吹灰器

### 1.1 使用吹灰器的利弊和吹灰机理

本节所述的吹灰器主要指用流体作吹扫介质，通过喷嘴的作用形成高速射流，来吹扫锅炉受热面烟气侧沉积物的一种锅炉辅机。应用其他原理来除灰的设备，仅择要提及。

#### 1.1.1 吹灰器的利弊

- (1) 使用吹灰器，可以提高锅炉传热效率和可利用率。
- (2) 吹灰提高了受热面的清洁度，可以减少锅炉的设计受热面数量；清洁的燃烧室可降低氮氧化物生成。
- (3) 吹扫介质不能回收，是一种能量耗费。
- (4) 介质吹扫会加重受热面磨损。
- (5) 采用蒸汽吹灰，带入的水分可能增加尾部受热面的腐蚀。

(6) 吹灰器工作条件恶劣，运行维护要求高，备件和维护费用也较高。

#### 1.1.2 吹灰器的除灰机理

吹灰器吹扫干灰是利用介质射流的动量将干灰与受热面分离、吹扬，然后由烟气带走。射流的动量是吹扫介质的质量和速度的乘积；质量和速度与喷嘴的口径和喷嘴前介质的压力有关，与汽源及管路的通流能力有关。所以要达到一定吹扫效果，必须选择合适的喷嘴以及参数合适的吹扫介质源。

吹扫积渣的作用比较复杂，既有较低温度的吹扫介质与高温结渣接触后的热力激冷淬裂作用，也有射流的动量作用。即射流对结渣有热冲击、切割、吹扬等联合除渣作用。通常前者的作用更为主要。

影响吹灰器吹扫效果的因素有介质种类、介质参数、喷嘴形式和排列方式、受热面的形状、燃料成分，特别是灰分的特性、烟气温度和流速等。

由于吹灰机理的研究大多来自工业试验，尚无完整的理论体系，所以还只是一种应用技术，许多设计和应用是按各供货商公司经验标准执行的。

### 1.2 电站锅炉常用的吹灰器

#### 1.2.1 炉膛吹灰器

(1) 炉膛吹灰器的吹扫轨迹是一个以喷嘴头为中心的圆面，即喷嘴头伸入炉内一定距离后，阀门打开，介质从作旋转运动的喷嘴中射出。由于喷嘴带后倾角，因此吹扫介质可清理其后的水冷壁面。该设备见图 7.14-1。

(2) 吹扫半径。对圆面和螺旋线形吹扫而言，吹扫半径即自喷嘴头中心到介质所能清理的最远点的距离，它与射流的动量、灰渣的特性、烟气温度等有关。以蒸汽为例，如阀

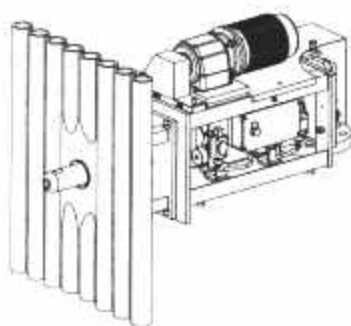


图 7.14-1 V04 炉膛吹灰器

前压力为 1.2MPa，温度为 350℃，喷嘴口径为 22.5mm，则有效吹扫半径约为 2m。

(3) 炉膛吹灰器布置。图 7.14-2 中列出的数值可供锅炉设计布置吹灰器时参考。

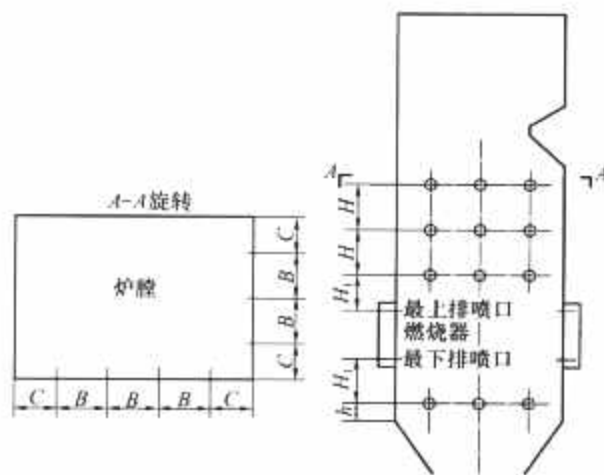


图 7.14-2 炉膛吹灰器的布置

非强结渣煤种： $C$  为 (1.3~2) m， $B$  为 (2.3~3.5) m， $H$  为 (3~3.5) m， $H_1 > 3$  m， $h > 1.3$  m。

强结渣煤种： $C$  为 (1.2~1.5) m， $B$  为 (2~2.5) m， $H$  为 (2.4~3) m， $H_1 > 3$  m， $h > 1.3$  m。

#### 1.2.2 长伸缩式吹灰器

(1) 结构特点。长伸缩式吹灰器的吹灰管前端装有喷嘴，吹灰管悬臂伸入锅炉烟气通道，同时旋转，喷嘴呈螺旋运动。驱动吹灰管可以是链条传动，也可以是齿轮齿条传动，特点有：

1) 吹灰管全悬臂伸缩，不需炉内支撑，但吹灰管工作条件恶劣，设计难度大。

2) 喷嘴口径较大，有效吹扫半径也较大，可清理锅炉所有对流受热面。

3) 吹灰管在吹灰器停用时完全退在炉外，不受高温烟气的限制。

4) 吹灰器占用炉外空间较大，须炉外支撑和较大的检修平台。

(2) 使用温度。长伸缩式吹灰器通常可在各种烟气温度下使用，在高烟气温度区域，甚至 1600℃ 也有使用实例。

(3) 吹扫压力。喷嘴前的介质压力通常控制在 1~1.5MPa。吹扫压力过高会增加吹灰能耗，也加剧受热面的冲蚀和磨损。吹扫压力过低会导致吹扫效果不佳，同时吹灰管会因介质压力不够而造成流量不足，吹灰管金属因得不到很好冷却而损坏。具体吹扫压力必须按供货商规定调整。

(4) 有效吹扫半径。有效吹扫半径与喷嘴口径和介质的压力、温度参数有关，也与烟气温度、烟气流向和烟气成分有关。

(5) 长伸缩式吹灰器吹灰管与受热面管子间最小安全距离，见表 7.14-1。如表内数值在锅炉设计时不能实现，则可在受热面管子上加装防护盖板。

表 7.14-1 长伸缩式吹灰器吹灰管与受热面管子间最小安全距离 mm

燃料类型	顺烟气流向	逆烟气流向
油/气	320	270
煤	470	390
带腐蚀性燃料	570	470

(6) 布置。长伸缩式吹灰器布置时应考虑：

- 1) 离受热面管子保持安全距离。
- 2) 吹灰器间距按有效吹扫半径布置，实现完全吹扫。
- 3) 通常锅炉吹灰器作两侧对称布置，也可因钢架平台等作不对称布置。

合适的吹灰管行程为：吹灰管全伸出时，锅炉两侧吹灰管端还留有大于 100mm 的距离。如单侧布置，也应该吹灰管端与对面炉墙保持大于 100mm 的距离。如两侧布置吹灰器，则单侧单台运行可不受此限制，可对某些受热面重复吹扫。

4) 吹灰器中心线离平台距离约 1.4m 左右时，最利于维护、检修，吹灰器尾部平台应留有检修空间。

(7) 吹灰器结构。

1) 图 7.14-3 所示为最常用的长伸缩式吹灰器的典型结构图，其特点是采用齿轮—齿条传动。

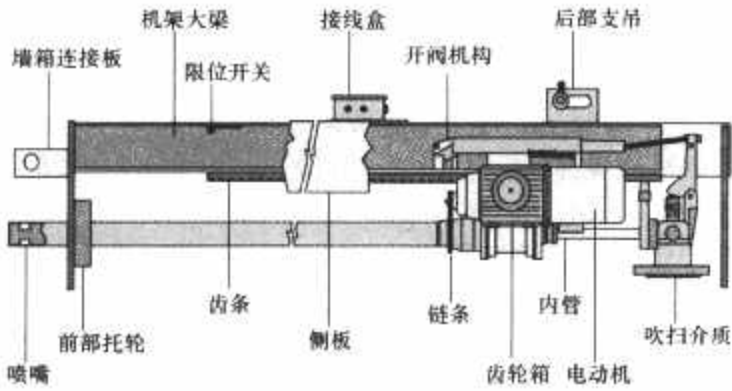


图 7.14-3 长伸缩式吹灰器典型结构示意图

2) 在特大型锅炉，如 1000MW 机组锅炉上，吹灰器行程可能大于 17m，这时吹灰管不可避免地在炉内会产生较大的弹性变形。通常行程大于 10m 时，就需要采用轨道修正来控制挠度。

图 7.14-4 所示为吹灰管挠度修正工作原理：吹灰器行走小车在一定位置开始沿下沉轨道移动，由于前部托轮位置不变，故迫使伸出的吹灰管向上运动；再因重力作用，喷嘴端下沉，从而使喷嘴移动轨迹与理论中心线接近。

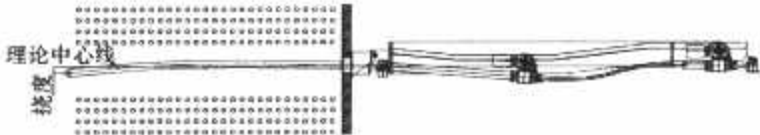


图 7.14-4 吹灰管挠度修正示意图

(8) 吹扫频度。通常，大型锅炉每天仅投运一次吹灰器，如积灰严重，可适当增加吹扫。但须注意受热面管子的表面侵蚀和磨损，如发现管子不积灰且呈金属本色，就要减少吹扫次数。

(9) 吹扫角度。通常长伸缩式吹灰器都作 360°吹扫，如吹灰器布置点前后有一方无受热面或不需吹扫，长伸缩式吹灰器的吹灰管也可作非 360°的旋转运动，而是作 240°、180°或更小的摆动。

### 1.2.3 固定回转式吹灰器

在锅炉烟气温度较低的烟道区段，可布置固定回转式吹灰器。

(1) 固定回转式吹灰器特点。

1) 吹灰管滞留在烟道内，炉内设支架，对检修平台无特殊要求。

2) 受到通流能力的限制，吹灰管不能太长，喷嘴数不能太多，喷嘴口径不能太大。这意味着固定回转式吹灰器的吹扫效果是不理想的。

(2) 适用范围。

1) 固定回转式吹灰器适用的烟气温度通常低于 600℃。

2) 固定回转式吹灰器对中小型燃煤锅炉尾部受热面吹扫是有效的。

3) 大型锅炉烟道尺寸大，吹扫效果必然差，故一般不布置这种吹灰器。

(3) 布置原则。

1) 有效吹扫半径。通常，喷嘴口径小于 8mm，在吹扫压力为 1.0MPa 并对管排间隙吹扫时，有效吹扫半径仅为 1~1.5m。如锅炉管排采用错列布置，则有效吹扫半径还将大幅度减少。

2) 喷嘴应尽可能 180°对称布置，以减少因吹扫介质射流反力所引起的管子弯曲应力。

### 1.2.4 半伸缩式吹灰器（含耙式吹灰器）

在布置固定回转式吹灰器的锅炉烟道内，也可布置半伸缩式吹灰器或耙式吹灰器，这两种吹灰器的共同特点是吹灰管的一部分或大部分留在烟道内，不退出炉外。要求的炉外安装检修平台较长伸缩式吹灰器短，但比固定回转式要长很多。

(1) 半伸缩式吹灰器。在大型锅炉的尾部低烟温区烟道区段（通常低于 600℃），由于炉外平台、烟风道的限制，不能布置长伸缩式吹灰器，则半伸缩式吹灰器可装设在这些区段。

相对于固定回转式吹灰器，半伸缩式吹灰管上喷嘴少，口径大，所以吹扫效果与长伸缩式吹灰器相似。

(2) 耙式吹灰器。耙式吹灰器也是一种半伸缩式吹灰器，其炉外部分机身形状、结构与长伸缩式吹灰器无本质差别，仅吹灰耙管不作旋转运动。与半伸缩式吹灰器一样，吹灰耙管滞留在烟道内，耙管随主管往复移动，吹扫介质通过耙管上的喷嘴对受热面吹扫。

随着我国环保事业的迅速发展，脱硝装置将被大量应用于火力发电厂。SCR 装置（选择性催化剂脱硝）是使用极广的脱硝方法。SCR 装置使用的吹灰器就是耙式吹灰器。

通常耙式吹灰器装设多根耙管，必须在炉内装设轨道，以支承耙管和保持耙管水平往复移动时喷嘴与吹扫对象的间距均等。

### 1.2.5 回转式空气预热器吹灰器和带高压水喷嘴的空气预热器吹灰器

对于管箱式空气预热器，吹灰器布置原则上与其他对流受热面相同，可采用半伸缩式吹灰器、固定回转式吹灰器或者耙式吹灰器。

大型电站锅炉通常均布置回转式空气预热器，故相应配置专门的空气预热器吹灰器。在锅炉点火启动阶段的特殊工况下，未燃尽的油或煤粉有可能在空气预热器发生二次燃烧，蒸汽吹灰器在这里还具有消防作用。通常在锅炉启动阶段，空气预热器蒸汽吹灰器必须不间断地投运，以防止二次燃烧的发生（此时多数采用另炉汽源吹扫）。



(1) 布置方式。空气预热器蒸汽吹灰器有摆臂式和伸缩式两种,但目前绝大多数采用的还是转子径向半伸缩式(部分吹灰管停留在烟道内)。故本文仅介绍伸缩式吹灰器。

通常转子冷端较易积灰,故冷端一定要布置吹灰器,但热端也有布置吹灰器的。吹灰管喷嘴也可作停炉水清洗喷嘴使用;也有用双管结构,其中一根吹灰管专门喷低压清洗水。

(2) 吹扫方式。图 7.14-5 和图 7.14-6 所示为两种不同的吹扫方式(两图中均未示出烟道内吹灰管支架)。

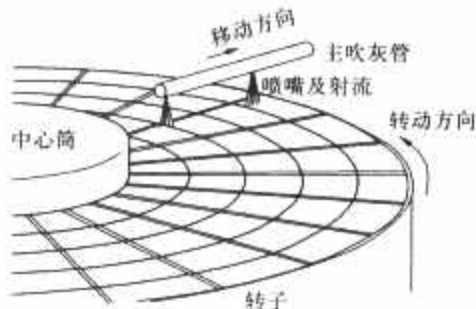


图 7.14-5 步进(退)式吹扫示意图

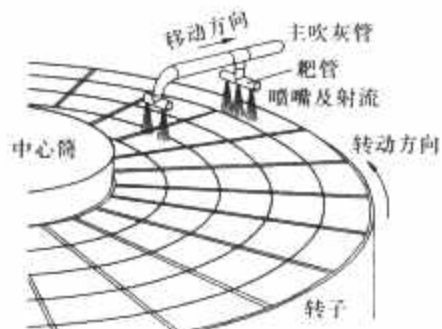


图 7.14-6 连续伸缩式吹扫示意图

1) 步进(退)式吹扫时,吹灰管行走一定距离后停止,等待转子转动一周,吹扫介质通过喷嘴对转子的吹扫轨迹是一个圆环。然后吹灰管再行走一步,再停止,让喷嘴对转子吹扫,直到吹扫圆环轨迹全部覆盖整个转子受热面。吹扫结束,吹灰管直接退回停用位置。吹扫可以在前进过程中完成,也可以在后退过程中进行,其中的步进或步退动作由控制装置实现。

2) 连续伸缩式吹扫的原理是吹灰管沿转子径向始终作缓慢移动,速度通常小于  $100\text{mm}/\text{min}$ ,故吹扫轨迹理论上是宽螺旋线带。但由于吹灰管移动缓慢,螺旋线的螺距很小,加上通常采用小靶布置,小靶管上布置几个喷嘴可实现多重吹扫,故实际上全部受热面均可得到完全的吹扫。

(3) 吹扫介质。通常作吹扫介质的蒸汽应具有  $150^\circ\text{C}$  以上的过热度为宜。

(4) 随着 SCR 脱硝(选择性催化剂脱硝)装置的使用,生成的硫酸氢氨会积聚在空气预热器波纹板受热面上,用普通吹扫介质难以去除,必须在线用高压水来冲洗(于锅炉运行中冲洗)。高压水压力为  $10\sim 20\text{MPa}$ ,水质上采用室温的电厂工业水或消防水即可。

在线高压水吹灰器通常可采用双管、半伸缩式结构,见图 7.14-7 和图 7.14-8(图中未示出烟道内吹灰管支架)。一根吹灰管与普通空气预热器吹灰器相同,用蒸汽作介质,另一根则通高压水作介质。动作方式与单管相同,可以用步进(步退)或连续吹扫。

#### 1.2.6 单枪多介质全伸缩式吹灰器(杰特吹灰器 Jetblower)

在使用石灰石浆的湿式脱硫系统中,脱硫反应塔出来的低温湿烟气在排向烟囱前,须用未脱硫处理的热烟气加热,此装置称为烟气加热器(GGH)。与空气预热器相同,烟气加热器也有管式和回转式两种。

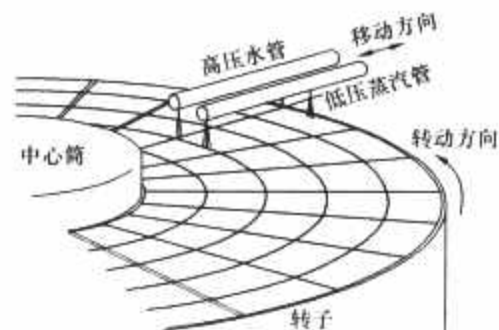


图 7.14-7 在线高压水步进式吹扫示意图

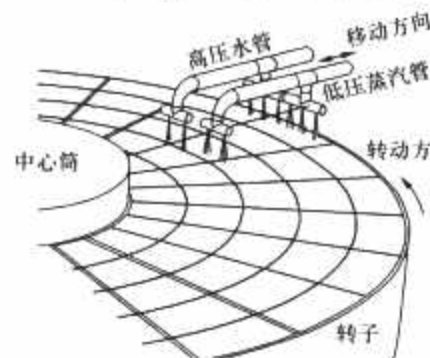


图 7.14-8 在线高压水连续移动式吹扫示意图

GGH 烟气加热器积灰特点是,脱硫反应塔出来的烟气会携带少量硫酸钙(石膏),硫酸钙被湿烟气带到烟气加热器内,会牢固地聚积在金属受热面上,只有在线用高压水吹扫方可奏效。管式加热器用半伸缩式吹灰器吹灰;对于回转式加热器,则采用全伸缩式、带高压水冲洗功能的吹灰器为好。原因是:烟气中剩余的少量未反应的氧化硫溶于水变成稀硫酸,会严重腐蚀吹灰管。全伸缩吹灰器停用时,吹灰管退至烟道外,可避免与烟气接触,减少被腐蚀的机会。普通奥氏体不锈钢虽能抵抗浓硫酸的侵蚀,但不能抵抗稀硫酸。因此,这种吹灰器的吹灰管采用了有特殊的抗腐蚀性能的哈氏合金(Hastelloy),但其价格昂贵。

(1) 多介质吹扫。单枪多介质吹扫的实现关键在喷嘴头的结构,图 7.14-9 和图 7.14-10 所示分别为高压水和蒸汽吹扫示意图,高压水和蒸汽是通过不同内管供给的。

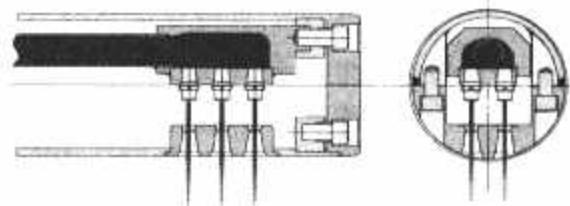


图 7.14-9 高压水吹扫示意图

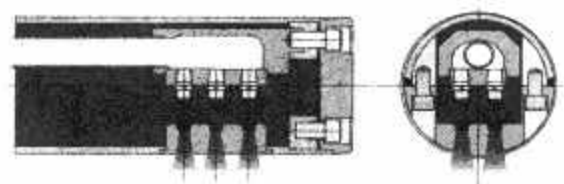


图 7.14-10 蒸汽或空气吹扫示意图

同样,如果在介质进入吹灰器前的管路上设置三通和阀门进行切换,将蒸汽通道在 GGH 设备停用时通以低压清洗水,则可实现低压水清洗。

(2) 由于烟气加热器的结构原因,在全部行程中吹灰管不能有较大的挠度,否则要碰到内部结构件。又因为吹灰管是全伸缩的,不可能在 GGH 烟道内设置支架加以支撑,故吹灰管的挠度必须严格控制。通常要求喷嘴的移动轨迹与理论轴线的偏差应小于  $\pm 20\text{mm}$ ,对于悬臂结构的吹灰管这无



疑十分苛刻,因此这种吹灰器的技术含量也较高。

(3) 这种吹灰器也可以用在上文提及的有 SCR 脱硝装置的锅炉空气预热器上,但此时由于吹灰管腐蚀不是问题,故不需哈氏合金。与 SCR 脱硝后空气预热器吹灰器一样,两者高压水系统是非常相似的。差别是这种吹灰器的多个高压喷嘴非常集中,吹扫效果更佳。

### 1.3 其他除灰装置

#### 1.3.1 声波

声波除灰的工作原理是利用声波发生器发出高能声波,通过喇叭管输入到锅炉烟道内,声波使积于受热面管子上的干灰振动并落下,被烟气带走,从而达到除灰目的。

声波除灰在锅炉上应用有一定局限:仅适用于干灰和无黏性的灰,烟气中不能带水(温度须高于露点)。

#### 1.3.2 燃气爆燃激波除灰

与声波除灰相似,利用可燃气体在特殊燃烧室内爆燃发出激波脉冲,通过喇叭管将脉冲导入须除灰的烟道空间,脉冲波冲击积灰可使之脱离受热面管子,再由烟气带走。

#### 1.3.3 振动除灰

在一些特殊锅炉如垃圾焚烧炉上,受热面积灰成分非常复杂,用通常吹灰器不易吹扫干净。对于采用板式结构的受热面,可采用移动锤式振动器作除灰装置。

### 1.4 吹灰器的发展趋势

近年来,吹灰器供货商也对传统吹灰器作了研究和改进,表现在以下方面。

#### 1.4.1 水力吹灰

近年来,世界范围内用水射流扫描清除炉膛内积渣、积灰的应用日益增多,甚至也用来去除高温对流受热面的积渣和积灰,起到奇佳效果。

#### 1.4.2 变速吹灰

吹灰器供货商已开发出变速吹灰器,即通过变速电动机或双电动机,在须吹扫的区段慢速吹扫,在不需吹扫的区段则快速通过。具体吹扫范围可由控制装置调整,当然事先要确认须吹扫的部位。

#### 1.4.3 智能吹灰

在炉膛水冷壁的代表性区域装设热流测点,作为评判这些区域水冷壁是或否属于清洁状态的依据,决定是否需要吹扫;再结合水力射流扫描吹灰器,通过控制计算机改变扫描轨迹,即达到选择性吹扫的目的。

在锅炉对流烟道区段,通过监督锅炉运行参数(每段受热面进出口烟气温度、工质温度、喷水量、烟气流动阻力等),使之与锅炉设计值(或清洁状运行应达到的参数)加以比较,就可以总结判断出某段受热面是否处于积灰污染状态,从而运行时重点对这些受热面加强吹扫(变速除灰则更佳);而对于积灰污染不严重,工况接近设计条件的受热面,相应的吹灰器可以跳步,不吹扫或减少吹扫次数,从而节省能耗。

对于悬挂支吊的受热面,在吊杆上装设应力测点,通过监视吊杆受力变化也可以判断该级受热面上的积灰程度。将应力信号输入计算机,由预设的程序决定是否启动吹灰系统对此段受热面进行吹扫。

可以预计,吹灰器再经过一段时间的发展,产品结构、工作特性等都会有根本性改变。

## 2 除尘器

除尘器按其结构可分为四大类型。

### 2.1 机械式除尘器

#### 2.1.1 重力、惯性除尘器

重力除尘器是利用尘粒自身的重力来捕集尘粒。一般只适用于径粒大于  $50\mu\text{m}$  的尘粒,其干式除尘效率为  $50\%\sim 60\%$ ,湿式除尘效率为  $60\%\sim 80\%$ 。烟尘通过的阻力为  $100\sim 150\text{Pa}$ 。

惯性除尘器是利用烟尘碰撞灰棚板而改变方向,由于惯性力作用,使尘粒从烟气中分离出来。一般适用于  $10\mu\text{m}$  以上的尘粒,常见的如百叶窗式除尘器,其效率为  $60\%\sim 80\%$ ,烟气阻力为  $200\sim 500\text{Pa}$ 。

#### 2.1.2 旋风式除尘器

旋风式除尘器是利用含尘烟气切向进入其内,旋转运动产生的离心力把尘粒从烟气中分离出来,沿器壁落下而捕集,其除尘效率为  $70\%\sim 80\%$ 。图 7.14-11 所示为各类旋风式除尘器的结构。

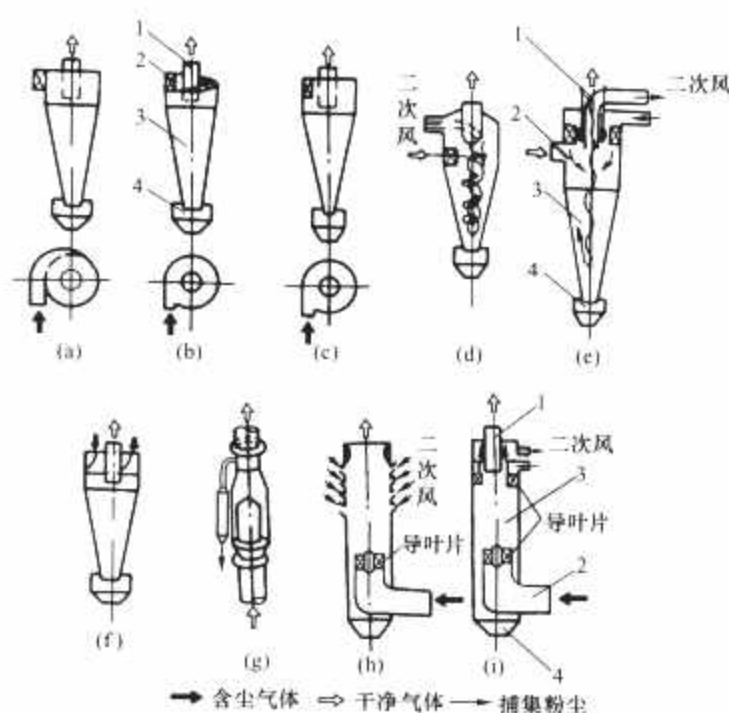


图 7.14-11 各类旋风式除尘器的结构

- (a) 蜗壳进口反转式; (b) 螺旋进口反转式; (c) 狭缝进口反转式;  
(d) 狭缝进口切流二次风式; (e) 狭缝进口轴流二次风式;  
(f) 轴流反转式; (g) 轴流直流式; (h) 切流二次风龙卷风式;  
(i) 直流二次风龙卷风式

1—净化烟气排放口; 2—含尘烟气进口; 3—筒体; 4—集灰斗

图 7.14-11 (a) ~ (c) 所示的旋风式除尘器由圆锥形筒体、切向布置的含尘烟气进口、埋入筒体一定深度的净化烟气排放口和筒体下部的集灰斗组成,其工作原理是:含尘烟气由进气管切向高速进入筒体,贴着壁面向下作高速螺旋运动,尘粒受离心力作用被抛向筒壁。与此同时,尘粒又受重力和惯性力的作用,沿着壁面旋转向下运动,最后汇集在集灰斗中被排除,而净化后的烟气从排放口排出。

图 7.14-11 (d) ~ (i) 所示为另一类旋风式除尘器。含尘烟气由轴向布置的进气管经导流叶片以  $25\sim 30\text{m/s}$  的切向速度进入筒体,在筒体内旋转运动的过程中,又受到流速为  $50\sim 80\text{m/s}$  的自上而下旋转的二次风的作用,由于两股气流旋转方向相同,增强了烟气的旋转强度,使尘粒受到更大的离心力,同时又因受到重力和惯性力的作用,尘粒就从烟气中分离出来,进入集灰斗。净化烟气则从顶部排出。

旋风式除尘器的种类较多,常有将多只旋风筒并联组成

多管式或将旋风筒水平布置组成卧式等旋风式除尘器。

## 2.2 洗涤式除尘器

洗涤式除尘器又称水膜式除尘器，含尘烟气与水膜接触，被水黏附后捕集，因尘粒不会被烟气二次带走，故除尘效率较高。一些中、小型锅炉上采用石灰水作水膜，使  $\text{SO}_2$  气体与其作用，生成  $\text{CaSO}_4$ ，故称脱硫水膜除尘器。

### 2.2.1 立式水膜除尘器

含尘烟气切向进入其圆筒体，在其中作旋转运动，在离心力作用下尘粒被抛向壁面，与壁面上连续不断的水膜相接触，被水膜黏附后捕集；净化烟气从筒体顶部中央排出。进口烟速一般为  $13\sim 22\text{m/s}$ ，除尘效率可达  $85\%\sim 90\%$ 。

### 2.2.2 文氏管喷水除尘器

文氏管喷水除尘器就是在旋风式除尘器前加文氏管喷水装置。含尘烟气通过文氏管时，尘粒被液滴吸附，进入旋风式除尘器后，含尘液滴就从气流中分离而捕集。可捕集  $1\mu\text{m}$  以下的尘粒，除尘效率达  $90\%$  以上，但烟气阻力高达  $1000\sim 1400\text{Pa}$ 。

## 2.3 过滤式除尘器

电厂中常用的是布袋式除尘器，其原理是驱动含尘烟气通过编织或毡织的袋状滤布，尘粒经过筛选、黏附、扩散和静电作用而被分离出来。袋状滤布进行定时振打，使尘粒落入灰斗而被排除。布袋式除尘器分为内滤式和外滤式。内滤式中含尘烟气由袋内向外流动，尘粒捕集在袋内，如图 7.14-12 所示；外滤式中含尘烟气从袋外向内流动，尘粒捕集在袋外。布袋式除尘器可布置在引风机前，处于负压运行；也可布置在引风机后，处于正压运行。布袋式除尘器的除尘效率可达  $99\%\sim 99.4\%$ ，而烟气阻力高达  $1100\sim 2500\text{Pa}$ 。布袋式除尘器受到布袋织物耐热温度的限制，该耐热温度化学纤维织物为  $230\sim 300^\circ\text{C}$ ，金属纤维织物为  $400^\circ\text{C}$ 。

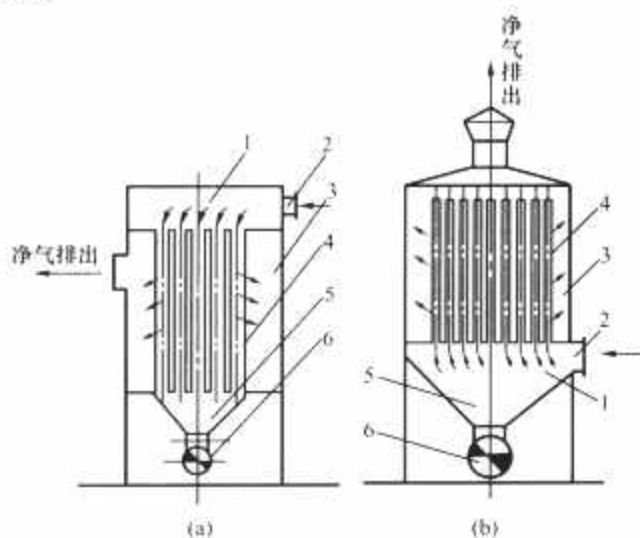


图 7.14-12 内滤式布袋除尘器示意图

(a) 上进气布袋式除尘器；(b) 下进气布袋式除尘器

1—烟气分配室；2—含尘烟气进口；3—筒体；

4—布袋；5—灰斗；6—除灰装置

## 2.4 电气式除尘器

电气式除尘器是一种利用静电力把尘粒从烟气中分离出来的设备，其原理是：含尘烟气进入电气式除尘器后，就进入装有垂直悬挂阳极板的电场中，这些阳极板（常称除尘极）把电场分成许多平行的通道，每个通道中间都挂有一排阴极线（常称电晕极），接入高压直流电源后，阴极线与阳极板之间产生强大电场。在阴极线表面附近电场强度最大，

使阴极线放电，沿整根阴极线产生电晕。烟气在电晕区被电离，产生大量正、负离子，正离子立即被吸向阴极线，而负离子在向阳极板运动的过程中与烟气中的尘粒碰撞并黏附在尘粒上，使尘粒荷电。由于荷电尘粒在电场中受到的电场力远比重力大，驱向阳极板的速度比自由沉降速度大得多，于是大量尘粒就被吸附在阳极板上。再通过周期性振打阳极板，即使尘粒松动脱落至灰斗。

电气式除尘器甚至能收集  $0.01\mu\text{m}$  的微细尘粒，其除尘效率可达  $99\%$  以上，烟气阻力为  $50\sim 200\text{Pa}$ 。

## 3 除灰渣设备

除灰渣设备分为机械、气力和水力三种工作方式，在选用时以因地制宜、满足“干湿分排、粗细分排和灰渣分排”的综合利用要求为设计原则。

现代机组上除灰渣设备主要由炉底除渣设备、碎渣设备和气力除灰渣设备组成。

### 3.1 炉底除渣设备

锅炉底部除渣设备分为机械和水力两种。目前，新建机组已基本不采用水力除渣设备，老项目也在逐步的改造过程中。而机械除渣又分为湿式除渣系统和干式除渣系统。

#### 3.1.1 刮板捞渣机

刮板捞渣机由渣井、水封槽、液压关断门（若有必要）、捞渣机、碎渣机和储渣仓组成，为湿式除渣系统。渣落入捞渣机，经水冷却和裂化后，经过捞渣机通过电动三通导向直接送入脱水仓，或经带式输送机送至另一个仓。

#### 3.1.2 干式排渣机

干式排渣机中，由冷灰斗下落的热灰渣（ $850^\circ\text{C}$  左右）经炉底排渣装置输送到链板式或钢带式输送机上；输送机低速运转，将灰渣输送到碎渣机或后续设备中，输送的同时灰渣逐渐被冷却到  $150^\circ\text{C}$  以下，达到存储要求后即将灰渣输送到储渣仓。

### 3.2 碎渣设备

为实现煤粉炉底渣气力输送，须在干式排渣机后设置碎渣设备。如果循环流化床炉床渣不能保证粒度，也需要在冷渣器出口设置碎渣设备。常用的碎渣机为双辊式破碎机，装备两个可正反转的破碎辊向内旋转，一旦出现过载，破碎辊具有自动逆转功能。该设备额定出力最大为  $2500\text{m}^3/\text{h}$ ，出料粒度保证不大于  $5\text{mm}$ ，实际可达到  $3\text{mm}$ 。

### 3.3 气力除灰渣设备

气力除灰渣设备主要分为正压气力输送、负压气力输送设备。正压气力输送又分为正压和微正压两种。当输送距离较短（小于或等于  $150\text{m}$ ）时，可以采用正压或负压输送方式。否则应采用正压气力除灰系统。

以输送空气的速度对输送状态进行划分，则稀相系统一般空气初速为  $16\text{m/s}$ ，末速控制在  $25\sim 30\text{m/s}$ ；浓相系统一般空气初速  $4\sim 12\text{m/s}$ ，末速控制在  $12\sim 20\text{m/s}$ ；栓塞流系统一般空气初速  $3.5\text{m/s}$ ，末速控制在  $10\sim 12\text{m/s}$ 。

#### 3.3.1 正压气力除灰渣设备

正压气力除灰渣设备以出灰管道在泵上的位置区分为上引式和下引式；以泵单次运行数量区分为单泵式和成组式；以输送管道区分为普通管道和双套管两类；以输送距离区分为短、中和长距离三类。其中，短距离为  $300\text{m}$  以下，中距离为  $300\sim 750\text{m}$ ，长距离为  $750\sim 1500\text{m}$ 。超长距离输送需

要特殊设计。

3.3.2 负压气力除灰渣设备

负压气力除灰渣设备在每个灰斗下料管处设手动插板门、双级翻板式锁气器或电动锁气器。每个电场灰斗选用一根排灰管道，有多根分支管时，在每根分支输送管上设切换阀，在每根分支管始端设自动进风门。抽真空设备布置在灰库，并设置布袋除尘器、旋风收尘器和泡沫收尘器等收尘设备。

旋风收尘器的直径可按收尘器内气流速度不大于 0.24m/s 进行选取。旋风收尘器的进口气流速度不宜大于 32m/s，出口气流速度不宜大于 24m/s，其效率可取

70%~85%。泡沫收尘器应根据系统风量选择，泡沫层的净化水可由工业水或冲灰水供应，其进口处的水压可为 20kPa 左右。

在一定的输送距离和浓度条件下，采用除灰控制阀的负压气力除灰系统的出力主要取决于管道的直径，其关系可参照表 7.14-2。

表 7.14-2                      系统出力与管径关系

管径 (mm)	DN100	DN125	DN150	DN200	DN250
系统出力 (t/h)	5	8~10	10~15	20~40	40~60

注 输送距离短时取上限，反之取下限。



## 第15章 电 站 风 机

电站风机主要指锅炉的送风机、引风机、一次风机或排粉风机、烟气再循环风机和烟气脱硫风机,其消耗的电量约占发电厂发电量的1.2%~2.5%。此外,还有密封风机、冷却风机等小型风机。循环流化床用高压(流化)风机和石灰石湿法脱硫系统用的高压氧化风机则属鼓风机范畴。目前,单台风机的最大功率已达4000kW以上。

### 1 电站风机基本知识

#### 1.1 有关电站风机的名词术语

(1) 通风机。通风机为压比不超过1.3的情况下保持气体连续流动的旋转机械,其单位质量功的上限为25kJ/kg,即当通过风机的气体密度为1.2kg/m<sup>3</sup>时,风机压力不超过30kPa。电站风机中,除循环流化床用高压(流化)风机和石灰石湿法脱硫系统用的高压氧化风机及少数压力超过30kPa的循环流化床一次风机外,均属通风机范畴。

(2) 通风机流量 $q$ 。通风机流量特指通风机进口滞止体积流量 $q_{V_{s1}}$ ,其值等于质量流量 $q_m$ 除以进口滞止密度。

(3) 通风机压力 $p_F$ 。通风机压力为通风机出口滞止压力与通风机进口滞止压力之差值,即 $p_F = p_{s2} - p_{s1}$ ,当马赫数小于0.15时,其值等于通风机出、进口全压之差,即 $p_F = p_{tF} = p_{t2} - p_{t1}$ 。

(4) 通风机动压 $p_{d2}$ 。通风机动压为通风机出口的平均动压,由质量流量、出口平均气体密度和通风机出口面积进行计算,公式为 $p_{d2} = (q_m/A_2)^2 / (2\rho_2)$ 。

(5) 通风机单位质量功 $y$ 。通风机单位质量功为通过通风机的单位质量流体机械能的增加, $y = (p_2 - p_1) / \rho_m + (v_{m2}^2 - v_{m1}^2) / 2$ 。

(6) 通风机压比 $r$ 。通风机压比为通风机出口截面平均滞止绝对压力与其进口截面平均滞止绝对压力之比,即 $r = p_{s2} / p_{s1}$ 。

(7) 压缩性修正系数 $k_p$ 。压缩性修正系数为通风机对气体做的机械功与对同样质量流量、进口密度和压比的不可压缩流体做的功之比。

(8) 通风机空气功率 $P_u$ 。通风机空气功率为常规的输出功率,为质量流量与通风机单位质量功的乘积,或为进口容积流量、压缩性修正系数 $k_p$ 和通风机压力的乘积,即 $P_u = q_m y = q_{V_{s1}} p_F k_p$ 。

(9) 叶轮功率 $P_r$ 。叶轮功率为供给通风机叶轮的机械功率。

(10) 风机轴功率 $P_a$ 。风机轴功率为供给风机轴的机械功率,包含轴承损失(而叶轮功率不包括轴承损失)。

(11) 风机叶轮效率 $\eta_r$ 。风机叶轮效率等于风机空气功率 $P_u$ 除以叶轮功率 $P_r$ 。

(12) 风机轴效率 $\eta_a$ 。风机轴效率等于风机空气功率 $P_u$ 除以轴功率 $P_a$ 。

#### 1.2 电站风机的无因次性能参数

##### 1.2.1 流量系数 $\phi$

$$\phi = \frac{q_V}{A u_2} \quad (7.15-1)$$

$$A = \frac{\pi D_2^2}{4}$$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60$$

式中: $q_V$ 为风机体积流量,m<sup>3</sup>/s; $A$ 为当量面积,m<sup>2</sup>; $D_2$ 为叶轮外径,m; $u_2$ 为叶轮外缘线速度,m/s; $n$ 为风机转速,r/min。

##### 1.2.2 压力系数 $\Psi$

$$\Psi = \frac{p_F k_p}{\rho_1 u_2^2} \quad (7.15-2)$$

式中: $p_F$ 为风机压力,Pa; $\rho_1$ 为风机进口介质密度,kg/m<sup>3</sup>; $k_p$ 为压缩修正系数; $u_2$ 含义同前。

$$k_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( 1 + \frac{p_F}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \left( \frac{p_F}{p_1} \right)^{-1} \quad (7.15-3)$$

式中: $\kappa$ 为等熵指数,对于空气 $\kappa = 1.4$ ; $p_1$ 为风机进口绝对压力,Pa; $p_F$ 含义同前。

##### 1.2.3 功率系数 $\lambda$

$$\lambda = \frac{\phi \Psi}{\eta} = \frac{4 q_V p_F k_p}{\pi D_2^2 \rho_1 u_2^3 \eta} \quad (7.15-4)$$

$$\text{或} \quad \lambda = \frac{4000 P_r}{\pi D_2^2 \rho_1 u_2^3} \quad (7.15-5)$$

式中各参数含义同前。

电站风机最高效率点的流量系数和压力系数的大致范围见表7.15-1。

表 7.15-1 电站风机最高效率点的流量系数和压力系数的范围

风机形式	压力系数	流量系数
单吸离心式风机	0.35~0.9	0.02~0.25
静调(子午加速式)轴流风机	0.3~0.42	0.3~0.4
动调轴流式风机	0.15~0.25	0.3~0.45

#### 1.3 电站风机的比转速

该值是用来表明风机流量、压力、转速之间综合特性的一个重要参数,可用来进行风机的分类、系列化和相似设计。比转速 $n_s$ 的计算公式为

$$n_s = 5.54 n \frac{\sqrt{q_V}}{\sqrt[4]{\left( \frac{1.2}{\rho_1} k_p p_F \right)^3}} \quad (7.15-6)$$

式中: $n$ 为风机转速,r/min; $q_V$ 为风机进口体积流量,m<sup>3</sup>/s; $p_F$ 为风机压力,Pa; $\rho_1$ 为风机进口气体密度,kg/m<sup>3</sup>; $k_p$ 为气体压缩修正系数。

当风机处于进口气体密度为1.2kg/m<sup>3</sup>的标准进气状态时,比转速的计算公式简化为

$$n_s = 5.54 n \frac{\sqrt{q_V}}{\sqrt[4]{(k_p p_F)^3}} \quad (7.15-7)$$

$n_s$ 也可用无因次参数表示为

$$n_s = 82 \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}} \quad (7.15-8)$$

上述为单吸入时的比转速。对双吸离心式风机,比转速

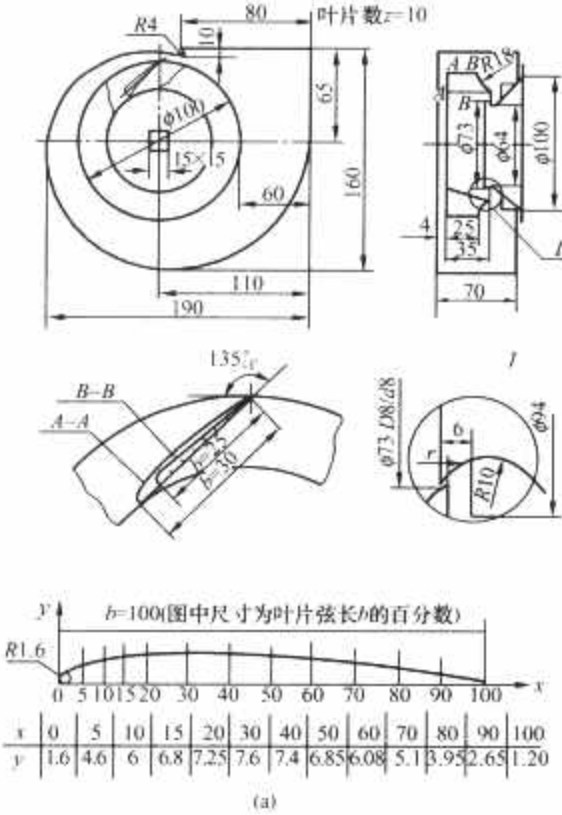
公式可写成

$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{q_v/2}}{\sqrt{\left(\frac{1.2}{\rho_1}k_p p_F\right)^3}} \tag{7.15-9}$$

对双级轴流和双级离心式风机，比转速公式可写成

$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{q_v}}{\sqrt{\left(\frac{0.6}{\rho_1}k_p p_F\right)^3}} \tag{7.15-10}$$

不同类型的大型电站风机比转速的范围大致如下：离心式风机  $n_s$  为 20~80；静调（子午加速式）轴流式风机  $n_s$  为 80~120；动调轴流式风机  $n_s$  为 100~200。



1.4 电站风机空气动力学图

风机空气动力学简图——取风机叶轮外径  $D_2=100$ ，对风机所有的流道尺寸均按叶轮外径百分比数绘制成的风机几何图形称为风机空气动力学简图，如图 4.15-1（a）所示。

风机无因次性能曲线——将风机的主要无因次性能参数  $\phi$ 、 $\Psi$ 、 $\lambda$ 、 $\eta$ 、 $n_s$  之间的关系用曲线表示，称之为风机的无因次性能曲线，如图 4.15-1（b）所示。这些曲线由试验得出。

电站风机空气动力学图——将风机的空气动力学简图和无因次性能曲线绘在同一张图上，统称为风机空气动力学图，如图 7.15-1 所示。

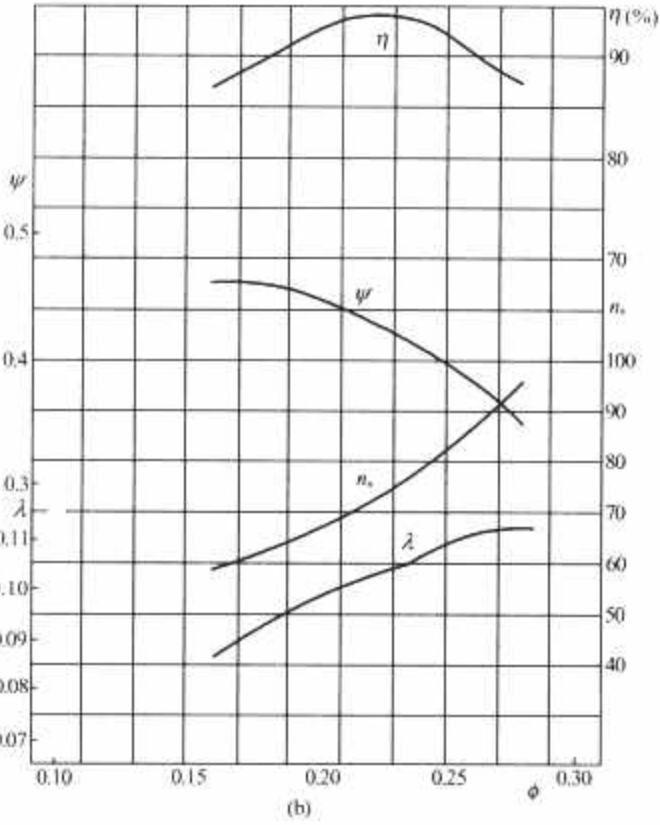


图 7.15-1 离心式风机空气动力学图  
(a) 风机空气动力学简图；(b) 风机无因次性能曲线

1.5 电站风机性能的相似换算

风机有因次与无因次性能参数的相互换算关系见表 7.15-2。

表 7.15-2 有因次与无因次性能参数换算表

名 称	有因次换算为无因次	无因次换算为有因次
体积流量 (m³/s)	$\phi = \frac{q_v}{Au}$	$q_v = Au\phi$
压力 (Pa)	$\Psi = \frac{p_F k_p}{\rho_1 u^2}$	$p_F = \frac{\rho_1 u^2 \Psi}{k_p}$
叶轮功率 (kW)	$\lambda = \frac{1000 P_r}{\rho_1 A u^3}$	$P_r = \frac{\rho_1 A u^3}{1000} \lambda$
叶轮效率	$\eta_r = \frac{k_p q_v p_F}{1000 \rho_1}$	$\eta_r = \frac{\phi \Psi}{\lambda}$
压缩修正系数	$\kappa_p = \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( 1 + \frac{p_F}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \times \left( \frac{p_F}{p_1} \right)^{-1}$	$\kappa_p = \frac{p_{F0}}{p_1} \left[ \left( \frac{\kappa-1}{\kappa} \times \frac{p_{F0}}{p_1} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right]^{-1}$

注 A 为当量面积，m²；u 为叶轮圆周速度，m/s； $p_{F0}$  为不可压缩气体风机压力，Pa；其余参数含义同前。

两台电站风机有因次性能参数之间的换算见表 7.15-3。

表 7.15-3 同类型电站风机间性能参数的换算公式

名 称	换 算 式
流量换算	$q_v = q'_v \frac{n}{n'} \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^3$
压力换算	$p_F = p'_F \frac{\rho_1}{\rho'_1} \left( \frac{n}{n'} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \frac{k'_p}{k_p}$
功率换算	$P_r = P'_r \frac{\rho_1}{\rho'_1} \left( \frac{n}{n'} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^5$
效率换算	$\eta_r = \eta'_r$
不可压缩 气体全压	$p_{F0} = k'_p p_F \frac{\rho}{\rho'} \left( \frac{n}{n'} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)$
压缩修正 系数	$\kappa_p = \frac{p_{F0}}{p_1} \left[ \left( \frac{\kappa-1}{\kappa} \times \frac{p_{F0}}{p_1} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right]^{-1}$

2 电站风机的形式及分类

2.1 电站风机的形式

按气流在风机中流动方向，电站风机可分为离心式风

机、轴流式风机和混流式风机三大类型。离心式风机按叶片出口角又可分为前向、径向和后向风机；按叶片形式可分为机翼形、单板圆弧形和直板形叶片风机；按转子支撑方式可分为悬臂支撑和双支撑风机；按吸入口个数还可分为单吸和双吸风机。电站轴流式风机又可分为动叶安装角度能在风机运转中进行调节的动叶调节轴流式风机和动叶在运转中不能进行调节、而依靠叶轮前的可调导叶进行流量调节的静叶调节轴流式风机。按叶轮个数又有单级和双级之分。

## 2.2 电站风机的分类

### 2.2.1 送风机

送风机的作用是供给锅炉燃料燃烧所需空气量，它的容量应等于燃料燃烧所需的理论空气量加上设计燃料正常燃烧所需的过量空气量，此外还要加上空气预热器泄漏的空气量和某些密封空气的需要量。除采用大气吸入式的冷一次风机外，送风机应提供锅炉所需的总空气量。

### 2.2.2 引风机

引风机（又称吸风机）的作用是将燃烧产物从锅炉中排出。大容量电站锅炉一般多采用“负压燃烧”或称“平衡通风”，在此条件下，炉膛为负压〔一般为 $-(50\sim 150)\text{Pa}$ 〕，这会引起炉膛下游的所有设备（包括所有对流受热面、空气预热器、除尘器和烟道、挡板等）的漏风。引风机必需要有足够的富裕量来适应这种漏风。

### 2.2.3 一次风机

一次风机的作用是供给锅炉燃料燃烧所需的一次空气。冷一次风机布置于空气预热器之前，从大气或从送风机出口冷风道抽吸空气，并提供能量使空气通过预热器、制粉系统，并输送煤粉经燃烧器进入炉膛燃烧；热一次风机布置于空气预热器之后，抽吸预热器出口的高温空气通过（针对直吹式）或不通过（针对中间贮粉仓式热风送粉式）制粉系统将煤粉经燃烧器送入炉膛燃烧。

### 2.2.4 排粉风机

排粉风机的作用是向制粉系统提供干燥用和输送煤粉用的空气。主要用于中间贮粉仓式制粉系统中，安装在细粉分离器之后，但需从预热器出口抽取热空气，故其运转使从磨煤机入口到排粉机入口的整个制粉系统形成负压。从排粉机出来的制粉系统的乏气，或作为一次风将给粉机供给的煤粉经燃烧器送入炉膛燃烧，或作为三次风直接喷入炉膛。

### 2.2.5 烟气再循环风机

烟气再循环风机的作用是：从锅炉省煤器出口与空气预热器之间的烟道中抽取烟气，并把这些烟气排入炉膛底部，以控制过热蒸汽温度。

### 2.2.6 脱硫风机

脱硫风机的作用是克服脱硫装置的阻力，安装在采用湿法（石灰石/石膏法）脱硫的锅炉引风机后，故又称脱硫增压风机。装在脱硫装置前面的脱硫风机，输送的是经除尘器除尘的烟气，和引风机没有什么区别。而设在脱硫装置后面的脱硫风机，输送的是饱和状态的湿烟气，由于烟气中含有 $\text{HCl}$ 和 $\text{SO}_3$ ，且其冷凝液呈酸性，因此，对脱硫风机的材料和结构有特殊要求。

## 3 电站风机典型结构

### 3.1 电站离心式风机典型结构

这些典型结构有单吸入悬臂支撑、单吸入双支撑和双吸

入双支撑结构，如图7.15-2～图7.15-4所示。

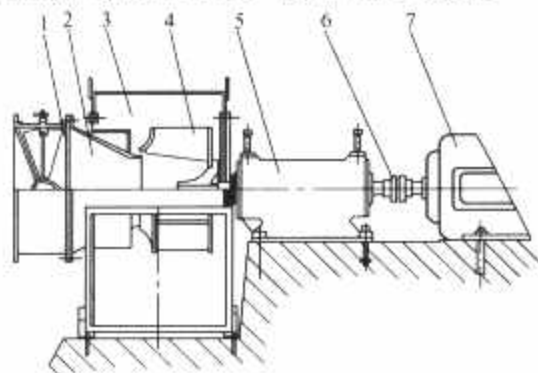


图 7.15-2 单吸悬臂支撑离心风机结构

1—调节器；2—集流器；3—机壳主轴；  
4—叶轮；5—轴承；6—联轴器；7—电动机

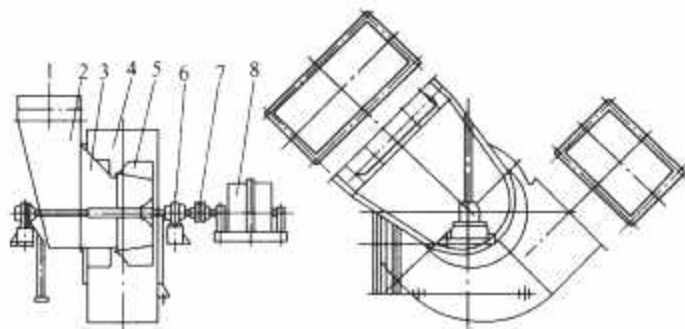


图 7.15-3 单吸双支撑离心风机结构

1—调节器；2—进气室；3—集流器主轴；4—机壳；  
5—叶轮；6—轴承；7—联轴器；8—电动机

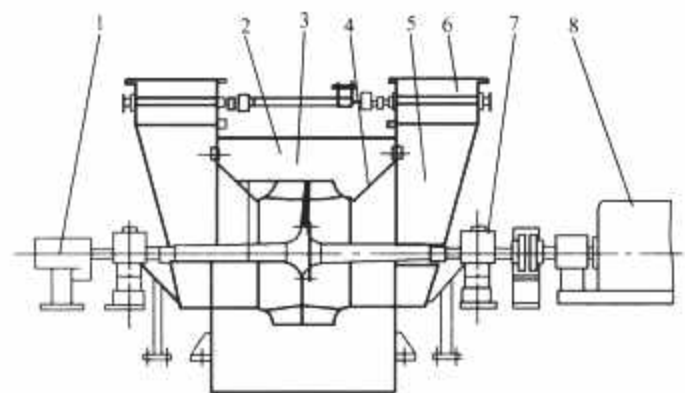


图 7.15-4 双吸双支撑离心风机结构

1—主轴；2—机壳；3—叶轮；4—集流器；  
5—进气室；6—调节器；7—轴承；8—联轴器

离心风机主要由叶轮、机壳、集流器、调节门、传动部分和进风箱（有的风机如排粉机无进风箱）组成。当原动机（一般用电动机）带动叶轮旋转时，气体经进气室、调节器、集流器轴向吸入，然后约转 $90^\circ$ 流入叶轮叶片构成的流道，并随着叶轮的旋转而获得离心力。在离心力的作用下气体获得能量（静压能和动能）甩向机壳，在机壳中将气体的部分动能转变为静压能，最后从风机出口排出。

叶轮由叶片、前盘和后（中）盘组成，叶片焊接在前、后（中）盘之间。前盘一般为锥弧形，后（中）盘为平板型，为减轻重量和磨损，中盘可制成锯齿形，如图7.15-5所示，叶片有机翼形、弧形和直板形。

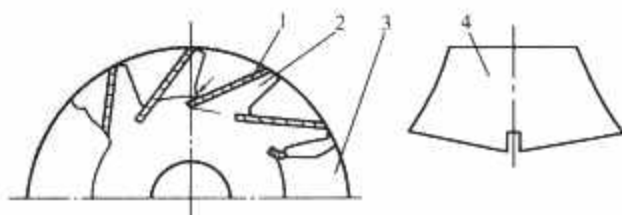


图 7.15-5 切割成齿形中盘的风机叶轮

1—叶片；2—齿形中盘；3—前盘；4—连成整体的叶片形状



## 3.2 电站轴流式风机典型结构

### 3.2.1 动叶调节轴流式风机典型结构

(1) VARIAX 型动叶调节轴流式风机结构。图 7.15-6 和图 7.15-7 所示分别为 VARIAX 型单级和双级动叶调节轴流式风机结构。单级 (ASN 型) 风机主要由叶轮、液压调节系统、主轴承组、进气箱、主机壳、扩压器、进出口挠性连接等组部件组成。双级 (AST 型) 风机比单级风机多一个叶轮, 定子部件与 ASN 型的差别是增加了一个中间段和一个主机壳, 其余部分与 ASN 型相同。

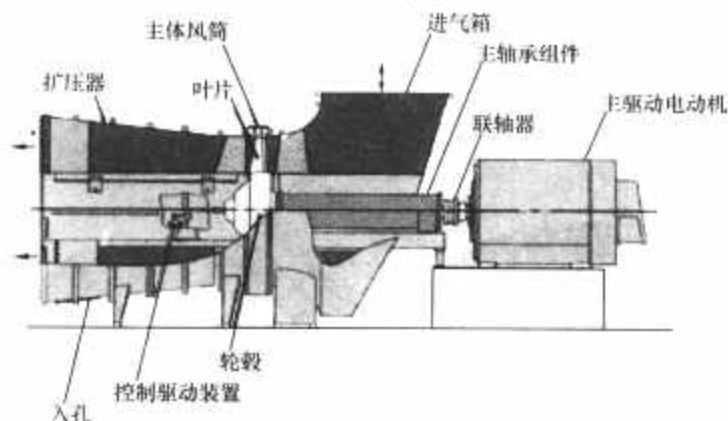


图 7.15-6 VARIAX 型单级动叶调节轴流式风机结构

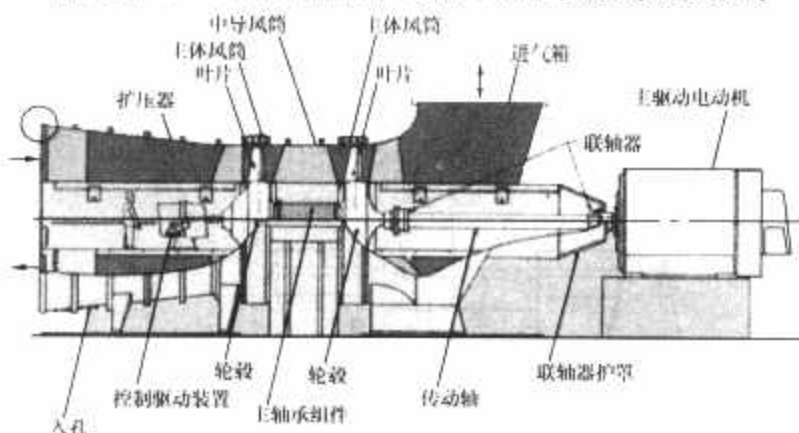


图 7.15-7 VARIAX 型双级动叶调节轴流式风机结构

1) 叶轮包括轮毂和叶片, 叶片由高强度螺钉固定在轮毂内的叶片轴上。

2) 液压调节系统由液压调节机构、调节驱动装置、旋转油密封、液压油站及管路组成。

3) 主轴承组包括主轴和轴承箱。主轴材料为合金钢, 经热处理及超声波探伤后, 加工制成。轴承箱为碳钢型材整体焊接结构, 具有足够的刚性, 并便于安装找正。主轴承采用进口 SKF (或 FAG) 滚动轴承支撑, 送风机润滑方式为油浴自润滑, 一次风机为润滑油站强制润滑。

4) 定子部件主要有进气箱、主机壳和扩压器, 均采用型材和钢板焊接结构。

(2) TLT 型动叶调节轴流式风机结构。图 7.15-8 所示为 TLT 型动叶调节轴流式风机结构。

叶轮由叶轮轮毂和叶片调节系统两大部分组成。轮毂为焊接结构, 叶片用耐腐蚀高强度螺钉与叶柄连接。配重用来平衡运转时叶片的回复力矩, 以降低叶片的调节力。叶柄推力轴承承受叶片、叶柄及叶柄上其他零件的离心力并传递给叶轮

轮毂的支承环。叶柄导向轴承保持叶柄轴线并通过其下面碟形弹簧给叶柄推力轴承一定的预紧力。调节杆与叶柄为无键连接, 以便于调整各叶片至同一角度。当叶片处于安装角调节范围的中间位置 (液压缸活塞相应为中间位置) 时, 调节杆的安装位置应朝叶轮旋转方向, 这有利于降低叶片调节力。

### 3.2.2 静叶调节轴流式风机结构

静叶调节轴流式风机的动叶被固定在轮毂上 (焊接或螺栓连接), 运行工况的调节采用安装于动叶前的可调导叶 (静叶) 机构实现。由于少了复杂的动叶调节机构及液压系统, 因而结构简单。静调轴流风机随压力的高低也有单、双级叶轮结构。双级静叶调节轴流式风机主要由进气箱、机壳、两级工作叶轮、两级导叶调节装置、扩压器和传动部分组成。

机壳由三部分依次串联 (螺栓连接) 而成。在第一部分内装有第一级可调导向器, 第二部分内装有第二级可调导向器, 第三部分内装有出口导叶。

静叶调节装置由第一级叶轮前的进气导向器和第二级叶轮前的中间导向器组成。每一级导向器的每一个叶片均由固定的端部和襟翼组成, 襟翼可围绕自身转动, 转动范围为  $-80^{\circ} \sim +30^{\circ}$ 。

叶轮由轮毂和焊接在其上的叶片组成。轮毂由轮圈和两个盘形冲压盘组成, 叶片由钢板压制扭曲叶片, 从叶顶到叶根逐渐增厚。

转动部分由主轴、轴承和联轴器组成。轴承由支承轴承和支承推力轴承两组构成, 两种轴承均为双列径向球面滚柱轴承。其中支承轴承安装在出口导叶圆柱体整流罩内的支承台上。另一组支承推力轴承装在电动机端的机壳外, 既承受径向力, 又承受轴向力。

扩压器由截面渐扩的圆形外筒和圆柱形内筒组成。在扩压器上装有冷却风机, 通过扩压器内筒的风管主要供装在第三部分壳体中的支承轴承通风冷却用。

## 3.3 混流式风机的结构

在电厂中用的混流式风机特指子午加速轴流式风机, 其叶轮在子午面 (通过风机叶轮旋转轴线的平面) 上的通道截面积沿着流动方向减小, 叶轮内气流的子午速度 (和轴向速度) 沿流动方向增加。它与轴流式风机的差别是轮毂不是圆柱形 (或球形), 而是圆锥形或其他旋转曲面。其轮毂为锥形的又称斜流式风机。混流式风机兼有轴流式和离心式风机的特点: 压力系数比轴流式风机高, 流量系数比离心式风机大, 结构简单, 但其动叶不能调节, 需借助于叶轮前的可调

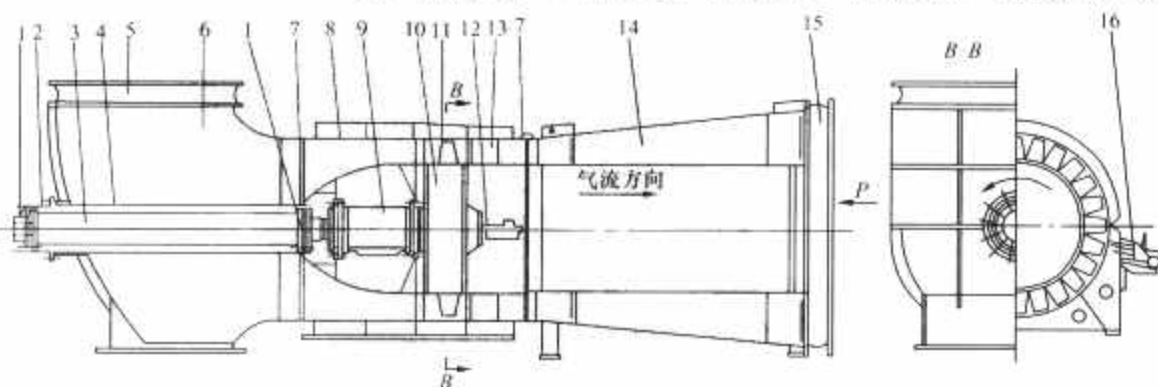


图 7.15-8 TLT 型动叶可调轴流式送风机结构示意图

- 1—刚挠性联轴器; 2—联轴器罩; 3—中间轴; 4—中间轴罩; 5—进气膨胀节; 6—进气室;  
7—围带; 8—具有水平中分面的机壳; 9—主轴承箱; 10—叶轮; 11—动叶片;  
12—液压调节装置; 13—机壳 (具有水平中分面的整流导叶环); 14—扩压器; 15—排气膨胀节;  
16—电动执行器和叶片角度指示机构

导叶进行流量调节,故也将其称为静叶调节轴流式风机。

### 3.3.1 AN型子午加速轴流式风机结构

AN型子午加速轴流式风机主要由进气箱、可调前导叶、叶轮、机壳、后导叶、扩压器及传动部(轴承与轴承座、主轴、中间轴、联轴器等)所组成。

图7.15-9(a)所示为AN型子午加速轴流式风机典型结构,图7.15-9(b)所示为带有分流装置(KSE)的AN型风机结构图。

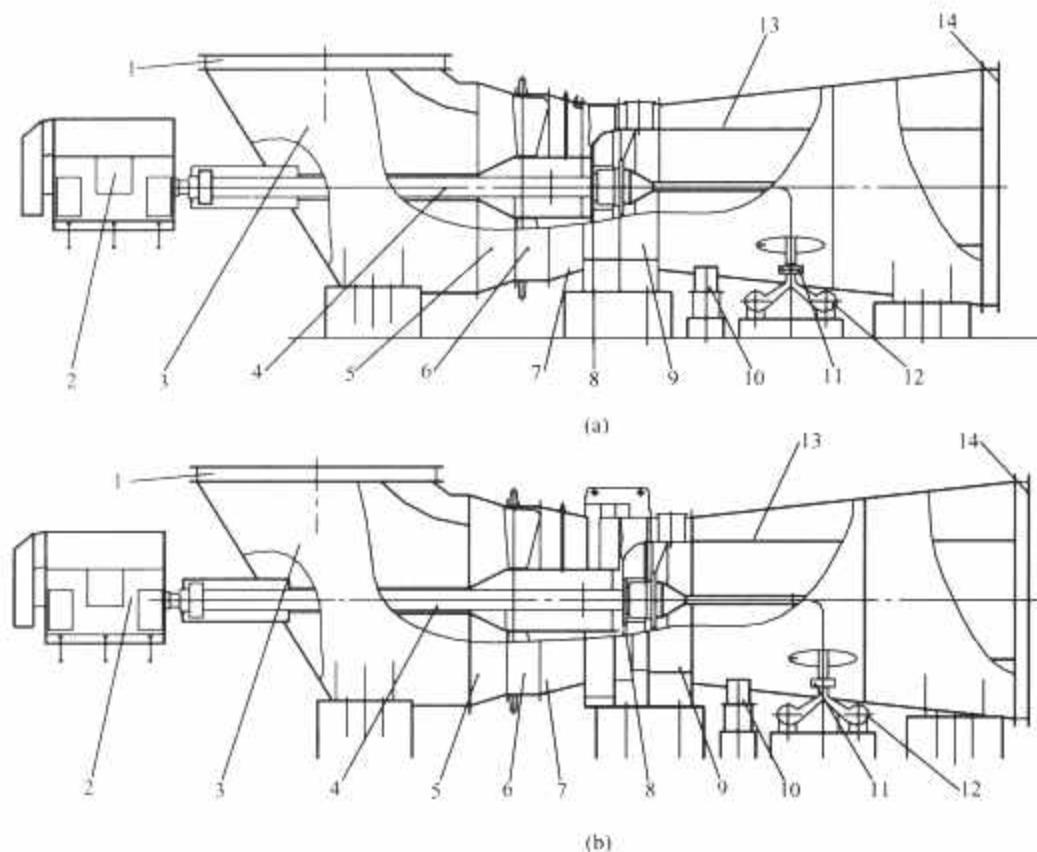


图 7.15-9 AN 型子午加速轴流式风机典型结构

- 1—进口膨胀节; 2—电动机; 3—进气箱; 4—中间轴; 5—进气箱出口集流器;  
6—调节机构; 7—叶轮进口集流器; 8—转子组 [图 (b) 带 KSE]; 9—后导叶组;  
10—扩压器支座; 11—加油管; 12—冷却风机; 13—扩压器; 14—出口膨胀节

### 3.3.2 斜流式风机典型结构

图7.15-10所示为斜流式风机结构简图,与AN型风机一样,也由进气箱、进口导叶调节器、转子、机壳、后导叶、扩压器、主轴、轴承和轴承座、联轴器等组成。其与AN型风机的主要区别是轮毂外表面为圆锥面。动叶片由钢板压制成扭曲叶片,与轮毂外表面焊接。动叶片也可做成由主叶片和襟翼两部分组成,钢板压制的主叶片焊在轮毂上,襟翼为机翼型叶片,可以停机调节其安装角。通过襟翼安装角的调节,可使风机压力增高或降低,与进口导叶调节联合使用,可扩大风机的工作范围,调整与所在的烟、风系统的匹配关系。

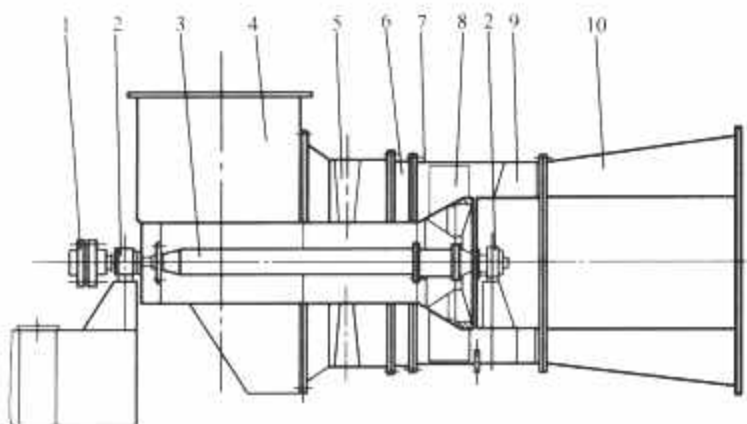


图 7.15-10 斜流式子午加速轴流风机结构

- 1—联轴器; 2—轴承; 3—主轴; 4—进气室; 5—调节叶片;  
6—集气器; 7—机壳; 8—叶轮; 9—后导叶; 10—扩压器

## 4 电站风机的调节与性能曲线

### 4.1 电站风机的调节方式及比较

#### 4.1.1 电站风机常用调节方式

(1) 常用调节方式。

- 1) 离心风机叶轮入口轴向导叶调节。
- 2) 离心风机进风箱入口百叶窗式挡板调节。
- 3) 排粉风机入口节流调节。
- 4) 轴流风机的静叶调节。
- 5) 轴流风机的动叶调节。

(2) 先进的转速调节。

- 1) 双速电动机变极调节,适合于风机富裕量大于20%。
- 2) 调速型液力耦合器调节,经济调速范围为40%~90%。
- 3) 调速型液力离合器( $\omega$ )调节,经济调速范围为40%~100%。
- 4) 串级调速。
- 5) 变频调速。

#### 4.1.2 常用调节方式的比较

风机最好的调节方式为变转速调节,往下效果依次是动叶调节轴流式风机、静叶调节轴流式风机、入口导叶调节离心风机、进风箱进口百叶窗式挡板调节的离心式风机,而采用节流调节的排粉机最差。

### 4.2 电站风机性能曲线

#### 4.2.1 不带调节装置的风机性能曲线

不带调节装置的风机性能曲线形状随风机的形式而不同,其典型形状大致可对应为三种:一是后向离心式风机,二是前向离心式风机,三是轴流式风机(含子午加速风机)。三种风机典型的性能曲线如图7.15-11所示。

后向离心式风机压力随流量的增加而减小,功率随流量的增加先增加而后有所减小,有一最大值,风机不易过载。而前向离心式风机的压力曲线呈马鞍形状,其功率曲线随流量的增加而一直增加,风机存在过载危险。轴流式风机压力曲线与前向离心式风机相同,只是压力最大值处的流量更大一些,其功率曲线与后向离心式风机相似。有马鞍形状的风机在流量低于压力最大值对应的流量下工作时,由于相同压力下对应的流量有2、3个,风机工作点不稳定,所以将此区域称为风不稳定工作区。它是由于叶片表面气流分离所致,故亦称失速(喘振)区域。由于风机在此区域工作时叶片将受到附加周期力的作用,因而存在安全隐患。风机应禁止在此区域内运行。

#### 4.2.2 带调节装置的风机性能曲线

将风机在调节装置不同开度下的风机性能曲线绘在同一图上,此图又称为风机的调节性能曲线。风机的调节性能曲线主要对应有:离心风机入口导叶调节(包括进风箱入口百叶窗挡板调节)、轴流风机(包括子午加速风机)静叶调节、轴流风机动叶调节和变转速调节等四类。

四种调节方式中,变转速调节最好,图7.15-12所示为风机变转速调节典型性能曲线,其等效率曲线与风机系统阻力线平行,风机自身的效率几乎不变;其次为动叶调节轴流式风机,其等效率曲线为椭圆形,且长轴方向与系统阻力线

方向相近，其效率随着负荷的减小下降较慢；再次是静叶调节轴流式风机，其等效率曲线也为椭圆形，但其长短轴长度相差较小，其效率随着负荷的减小下降比动叶调节轴流式风

机要快些；导叶调节的离心式风机效果最差，其等效率曲线仅为半椭圆，且长轴方向与系统阻力线接近垂直，因而其效率随着负荷的减小下降较快。

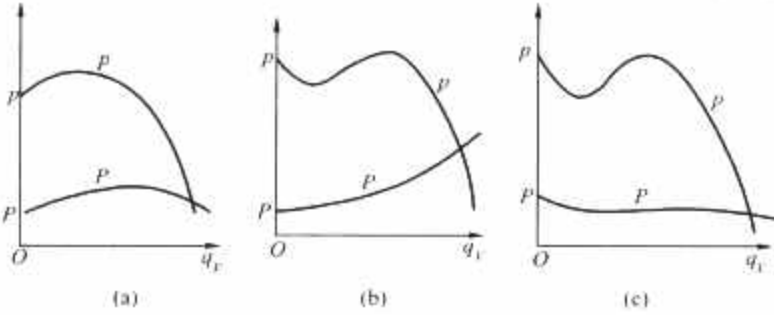


图 7.15-11 风机典型性能曲线  
(a) 后向离心式风机性能曲线；(b) 前向离心式风机性能曲线；(c) 轴流式风机性能曲线

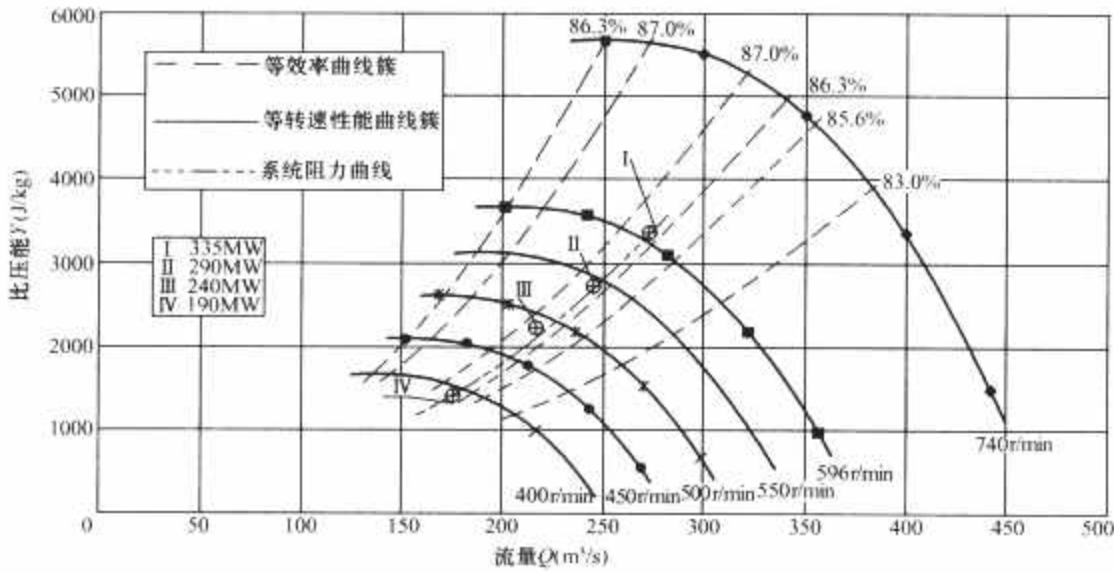


图 7.15-12 风机变转速调节典型性能曲线



# 第16章 电站用泵

在火力发电厂中,泵是极其重要的辅机之一。由于在热力系统中所使用的水泵的工作条件有很大的差异,因此,不同的使用条件,对泵的性能和结构要求也就不一样。其中,给水泵、循环水泵、凝结水泵是发电厂完成热力循环最为重要的辅助设备。

## 1 给水泵

发电厂中给水泵的任务是:将除氧器水箱内具有一定温度的给水,通过给水泵产生足够的压力,输送给锅炉,作为锅炉给水。根据电能的生产特点和锅炉运行的特殊要求,给水泵必须连续不断地运行。

为了适应锅炉负荷变化的需要,要求在调节给水量以后,给水泵的出口压力变化较小,即给水泵的特性曲线是比较平坦、稳定、无驼峰的。

为了防止给水的汽化,除泵的进口应有一定高度的倒灌水头,使给水泵进口的静压力高于进口水温相应的饱和压力外,给水泵的进口必需汽蚀余量要尽可能小。

给水泵是在进口温度高、出口压力高的条件下运行,尤其对于大型机组的给水泵需要变转速运行,因此,给水泵均属于多级离心式水泵。

### 1.1 给水泵的结构

高压锅炉给水泵分为两种形式,一种是圆环节段式单壳体,另一种是圆筒式双层壳体。我国机组容量125MW以下都采用节段式单壳结构,而对125MW以上机组均采用圆筒式双壳结构形式,超超临界机组给水泵的出口压力已达34MPa,给水温度达到210℃。

#### 1.1.1 圆环节段式

传统的中、低压给水泵是单壳体节段式结构,采用由很多垂直分段的中段、加上前面吸水室和后面压水室,然后用8~10只粗长的大螺栓拧合而成,如DG270-140C型给水泵,这种结构拆装劳动工作量大,检修时间较长;由于单壳体结构的限制,在启动和瞬间工况中,常常受到热冲击,在热应力和热变形的影响下,使其泵体弯曲,动、静部件接触摩擦造成部件的损坏,经常发生事故。

#### 1.1.2 圆筒式

现代大容量机组配套的给水泵均采用圆筒式双壳结构形式。外壳体一般都采用整体锻制成筒型。泵筒体为水平中心支撑,设有刚性强的单独底座或共同底座。进、出水管直接焊接在筒形壳体上。检修时不需移动外壳体和进、出水管,即可打开端盖整体抽出内泵(泵心),换上备用泵心,方便检修,大大缩短检修周期。

### 1.2 锅炉给水泵选择原则

#### 1.2.1 容量和台数

给水泵的容量(给水量)是根据锅炉的最大连续蒸发量来决定的,且给水泵的容量必须高于锅炉的最大连续蒸发量,其容量的选择原则一般为:在每一给水系统中,给水泵出口的总容量(即最大给水消耗量,不包括备用给水泵),

均应保证供给其所连接的系统的全部锅炉在最大连续蒸发量时所需的给水量,并留有一定的裕量,该值具体如下。

汽包锅炉:锅炉最大连续蒸发量的110%。

直流锅炉:锅炉最大连续蒸发量的105%。

对中间再热机组,给水泵入口的总流量,还应加上供再热蒸汽调温用的从泵的中间级抽出的流量,以及漏出和注入给水泵轴封的流量差。前置给水泵出口的总流量,应为给水泵入口的总流量及从前置泵与给水泵之间的抽出流量之和。

母管制给水系统的最大一台给水泵停用时,其他给水泵应能满足整个系统的给水需要量。

#### 1.2.1.1 给水泵主泵的台数选择一般遵循以下原则:

(1) 母管制给水系统的最大一台给水泵停用时,其他给水泵应能满足整个系统的给水需要量,且总台数应不小于两台。

(2) 对125、200MW机组,宜配置两台容量各为最大给水量100%或三台容量各为最大给水量50%的调速电动给水泵。对200MW机组,经技术经济比较合理时,也可采用汽动给水泵。

(3) 对300MW机组的运行给水泵,宜配置一台容量为最大给水量100%或两台容量各为最大给水量50%的汽动给水泵。

(4) 对600MW及以上机组的运行给水泵,宜配置两台容量各为最大给水量50%的汽动给水泵。

(5) 对300MW容量机组,出现下列情况之一,且经技术经济比较后认为合理时,可设置三台容量各为最大给水量50%的调速电动给水泵。

1) 汽轮机本体回热系统及发电机裕量适合于采用电动给水泵作为运行给水泵时。

2) 采用空冷系统的机组。

3) 抽汽供热机组。

#### 1.2.1.2 给水泵备用和启动用泵的台数选择

(1) 对300MW机组,当运行给水泵为一台100%容量的汽动给水泵时,宜设置一台容量为最大给水量50%的调速电动给水泵作为启动和备用给水泵;当运行给水泵为两台50%容量的汽动给水泵时,宜设置一台容量为最大给水量25%~35%的调速电动给水泵作为启动与备用给水泵,也可以采用定速电动给水泵并加设大压差节流阀。

(2) 对600MW及以上机组,宜设置一台容量为最大给水量25%~35%的调速电动给水泵作为启动和备用给水泵。

#### 1.2.2 扬程、汽蚀性能

(1) 给水泵扬程。给水泵的扬程是保证向锅炉连续供水、安全运行的重要参数之一。给水泵工作时,必须克服下面各项阻力:

- 1) 给水管路及其附件的阻力。
- 2) 高压加热器的阻力。
- 3) 给水自动调整门的阻力。
- 4) 省煤器的阻力。
- 5) 锅炉进水及水泵出口之间的管道距离和几何高度。
- 6) 锅炉汽包内的压力。

7) 直流锅炉推动水循环所需的压力。

然而,一旦给水泵发生故障,将引起严重的后果,所以给水泵的扬程必须具有一定的裕量。一般给水泵的扬程为下列各项之和,即

$$H_g = \frac{1}{\rho g} (p_1 + p_2 + p_3 + p_4) \quad (7.16-1)$$

式中:  $H_g$  为给水泵扬程, m;  $p_1$  为从除氧器给水箱出口到省煤器进口介质流动总阻力(按锅炉最大连续蒸发量时的给水量计算), Pa; 对于汽包锅炉应另加 20% 裕量, 对于直流锅炉应另加 10% 裕量;  $p_2$  为汽包锅炉时锅炉正常水位与除氧器给水箱正常水位间的水柱静压差, 直流锅炉时蒸发段内水汽化始终点标高的平均值与除氧器给水箱正常水位的水柱静压差, 假如制造厂提供的锅炉本体总阻力已包括静压差, 则应为省煤器进口与除氧器给水箱正常水位间的水柱静压差, Pa;  $p_3$  为锅炉达到最大连续蒸发量时的省煤器入口给水压力, Pa;  $p_4$  为除氧器额定工作压力, Pa;  $\rho$  为给水密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ 。

(2) 给水泵汽蚀性能。汽蚀是水泵中运行的不稳定现象, 当水泵叶轮吸入口处的水流速度过大, 使水泵吸入口处的压力低于工作水温所对应的饱和压力时, 一部分水便会蒸发形成气泡。这些气泡沿着叶轮被水流带入压力较高的区域后, 又受到压缩, 于是蒸汽泡突然凝结, 汽泡破裂而产生水冲击。此外, 在低压区水中所溶存的自由气体也从水中逸出形成汽泡, 到高压区时则汽泡被压缩, 压缩到一定程度(到不能再压缩)时就爆炸破裂, 也产生水力冲击。这种水冲击力很大, 不断地打击着金属表面, 使得叶轮很快地受到破坏。

尤其是超临界、超超临界机组的给水泵是在吸取高温饱和水下运转的, 为了更好地提高给水泵的运转可靠性和延长其使用寿命, 彻底地避免汽蚀尤为重要。

锅炉给水泵(前置泵)是设置在一定压力的除氧器水箱下面的, 它吸取的是饱和水, 那么, 用来防止汽化的有效汽蚀余量  $NPSH_a$  为

$$NPSH_a = \frac{p_d - p_v}{\rho g} + H_g - h_l \quad (7.16-2)$$

式中:  $NPSH_a$  为有效汽蚀余量, m;  $p_d$  为除氧器水箱内压力, Pa;  $p_v$  为给水泵入口水温对应的饱和压力, Pa;  $H_g$  为除氧器水箱内水位到给水泵中心线的高度, 也称倒灌高度, m;  $h_l$  为吸水管及其滤网等的流动损失, m; 其余参数同前。

除氧器在稳态工况下, 水箱内水面的压力和给水泵入口水温下的汽化压力相同, 即  $p_d = p_v$ 。于是, 有效汽蚀余量为

$$NPSH_a = H_g - h_l \quad (7.16-3)$$

可见, 给水泵的有效汽蚀余量只取决于装置的倒灌高度和吸水管及其滤网等的流动阻力, 而与水泵本身无关。这也就是说, 为了避免现代大型给水泵发生汽蚀, 有效汽蚀余量必须大于必需汽蚀余量, 而留有一定的裕量。

### 1.2.3 定速和调速

#### 1.2.3.1 定速

由电动机直接驱动或通过齿轮增速箱在某一固定转速下运转的给水泵, 称定速给水泵。按 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》有关规定, 125MW 以下机组配套的锅炉给水泵采用定速泵, 一般给水泵的最佳工况设计在额定工况下。然而, 在火电厂设计时, 配置给水泵的容量已考虑到了一定的裕量, 而且, 在给水泵后均设有给水调节阀, 按设计规定, 该调节阀有一定的压差。目前, 我国火电厂所配置

的定速给水泵均在偏离最佳效率点工况下运行, 这就使给水泵运行效率低, 经济性差。

当机组变工况时, 所配用的定速给水泵也应变流量, 这时是靠设在定速给水泵后的调节阀的开度来实现流量调节的。由于阀门调节有节流损失, 且随负荷的降低节流损失会越大, 这就更降低了定速给水泵的经济性。

#### 1.2.3.2 调速

由于采用定速给水泵在机组调峰会使其经济性较差, 且调节困难, 我国大型火电厂所配置的给水泵多为调速给水泵。

一般 125 ~ 200MW 机组宜装设电动调速给水泵; 300MW 及以上机组宜装设汽动调速给水泵作为运行给水泵, 并以电动调速给水泵作为启动/备用给水泵。而 200 ~ 300MW 容量的机组应视具体条件而定, 根据经济技术论证可装设电动调速给水泵, 也可装设汽动调速给水泵。调速泵的经济性和主机的运行负荷、运行方式有很大关系, 机组经常在低负荷、滑参数方式下运行, 则调速泵较之定速泵有较大的经济性。

对于调速给水泵, 其运行工况的改变是靠变动转速、平移泵的扬程—流量特性曲线来实现的, 它不需要改变管道阻力特性, 也就可不用给水泵调节阀节流来改变给水流量。这是节省能源的有效方法, 尤其是在低负荷下其节能效果更为显著。这种方法降低了给水管道的和高压加热器所承受的最高压力, 从而提高了给水系统的可靠性。

### 1.3 给水泵的驱动方式

随着我国电力事业的蓬勃发展以及大容量和超临界、超超临界机组的出现, 几种因素一起促使锅炉给水泵驱动方式得到进一步的发展。锅炉给水泵的驱动方式可分为两种, 即电动机驱动和给水泵汽轮机驱动。

#### 1.3.1 电动机驱动

给水泵用电动机拖动的称为电动给水泵, 电动机驱动的给水泵又可分为两种:

(1) 定速给水泵。定速给水泵驱动方式是最简单的一种, 由交流电动机通过联轴器, 有时加升速齿轮直接装于给水泵一端。

(2) 调速给水泵。由电动机驱动的调速给水泵通常通过变速传动装置(液力耦合器、油膜滑差离合器变速、电磁滑差离合器等)和通过交流电动机变速(变频调速、晶闸管无换向器电动机调速等)传动, 对小功率的给水泵, 也有采用油膜滑差离合器变速、电磁滑差离合器和变频调速传动。变频调速运行最经济, 但初投资较高; 液力耦合器传动方式在我国电厂中用得最为成熟和广泛, 适用于大功率的给水泵。

#### 1.3.2 汽轮机驱动

过去由于给水泵驱动功率较小, 而且电动机驱动已被证明具有良好的可靠性, 因而用汽轮机驱动方案往往因效率太低以及管道系统较复杂而被舍弃。然而, 随着现代给水泵驱动功率的增大、给水泵汽轮机的设计和制造技术的发展, 已使汽轮机效率大幅度提高。而且大型电动机的启动条件和电源切换复杂, 采用电动驱动时还必须配备高质量的齿轮增速器或增速型液力耦合器, 使电厂的有效功率降低。随着单元机组容量的增大和参数的提高, 给水泵耗功占主机功率的百分比也相应急剧地增加。一般 300MW 及以上机组给水泵汽轮机在驱动锅炉给水泵方面具有很大的竞争力, 驱动给水泵总功率在 6000kW 以上时, 采用给水泵汽轮机直接变速驱动较为合理。

(1) 给水泵汽轮机形式选择。给水泵汽轮机的形式有凝



汽式、背压式两种,目前广泛采用的是凝汽式汽轮机。

1) 背压式汽轮机。当考虑用背压式汽轮机作为驱动锅炉给水泵时,从热力学的角度显然并不吸引人。但是,由于比较低的造价,在燃料价格很低和可利用背压式汽轮机排汽的地方,经济上还是合理的。目前,背压式汽轮机已在石油、化工、冶金、纺织、印染、酿酒和造纸等行业得到应用。

2) 凝汽式汽轮机。采用凝汽式汽轮机作为驱动锅炉给水泵是我国乃至世界上所有火电厂普遍的做法。给水泵汽轮机一般设计有高、低压两个供汽汽源。正常工作时采用低压汽源,当低压汽源不能满足需要时,自动切换为高压汽源供汽,以提高机组运行的可靠性。高压汽源可采用再热蒸汽或主蒸汽,也可采用辅助蒸汽。

低压汽源:一般采用再热器之后的抽汽(可从汽轮机的中压缸排汽或低压缸抽汽),最合适的供汽压力为0.4~1.0MPa,也可在汽轮机中压缸和低压缸之间的连通管上抽出,作为给水泵汽轮机的正常汽源。

高压汽源:采用再热蒸汽或主蒸汽,作为切换用高压汽源。

辅助蒸汽:对具有辅助蒸汽系统的机组,辅助蒸汽也作为给水泵汽轮机启动、备用汽源。

(2) 给水泵汽轮机的连接方式。给水泵汽轮机与主机热力系统的连接方式,与给水泵汽轮机的形式、汽源紧密相关。

#### 1.4 前置泵

大型给水泵的运行转速较高,需汽蚀余量较大,要求除氧器布置很高,为此,将低速(1450r/min)、需汽蚀余量小的前置升压泵串联在主给水泵之前,为主给水泵进口增压,满足主给水泵的必需汽蚀余量,以保证安全运行。

##### 1.4.1 容量和扬程

(1) 前置泵容量。前置泵设在给水泵前,一般为卧式的单级水泵。它的作用主要是用来提高给水泵入口的静压,以满足给水泵的必需汽蚀余量。由于前置泵是设在给水泵入口管前,其出口流量应为主给水泵出口流量和中间抽头流量之和,即

$$Q_{qz,1} = Q_{gs,2} + Q_{gs,3} \quad (7.16-4)$$

式中:  $Q_{qz,1}$  为前置泵的出口流量,  $m^3/h$ ;  $Q_{gs,2}$  为给水泵出口流量,  $m^3/h$ ;  $Q_{gs,3}$  为给水泵中间抽头流量,  $m^3/h$ 。

(2) 前置泵扬程。前置泵的扬程是根据主给水泵的必需汽蚀余量来确定的,它应至少满足以下关系式

$$H_{qz,1} \geq NPSH_r + \frac{v_1^2}{2g} \quad (7.16-5)$$

式中:  $H_{qz,1}$  为前置泵扬程, m;  $NPSH_r$  为主给水泵必需汽蚀余量, m;  $\frac{v_1^2}{2g}$  为前置泵出口流动速度头, m。

在电厂设计中,取前置泵在额定工况下的扬程为

$$H_{qz,1} = (1.5 \sim 3.0)NPSH_r \quad (7.16-6)$$

##### 1.4.2 驱动

(1) 前置泵的驱动方式。

1) 电动给水泵的前置泵一般与主泵由同一转速(1485r/min)电动机轴的两端出轴分别驱动,保证了主泵达到额定转速前,前置泵也已经启动完毕。事实上,为保证电动机能迅速启动,往往通过调节液力耦合器使主给水泵在低速下短时间运行,电动机启动完毕后,再逐步升速至额定的运行工况。

2) 汽动给水泵的前置泵,有的由单独的电动机直接驱动,也有的由驱动给水泵的给水泵汽轮机经齿轮降速后驱

动,并在变速下运行。电动机驱动时应有保证前置泵先于主泵运转的连锁装置。

(2) 前置泵的连接方式。前置泵与主给水泵的连接方式可划分为两类:一类是前置泵和主给水泵共用一台电动机,经液力耦合器和变速装置驱动;另一类是前置泵和主给水泵分别由电动机或给水泵汽轮机来驱动。

#### 1.5 给水泵的辅助系统

给水泵的辅助系统附属于给水泵,主要包括油系统和冷却水系统。

##### 1.5.1 油系统

给水泵油系统用来保证水泵与电动机轴承的润滑和冷却,一般采用强制循环,与给水泵同轴旋转的主油泵将油箱中的润滑油打入压力油管,压力油经过滤器后进入冷油器,润滑油在冷油器中被冷却水冷却后,进入水泵及电动机的轴承。在油箱底部设有旋塞,用来定期排出油箱的油污沉淀物和含有的水分。安全阀在管路油压超过0.245MPa时排油,一般在轴承进口处保持0.049~0.098MPa的压力,就可以供给轴承的润滑油。油压的大小可用输油管上的调节阀来调节。

随着给水泵轴功率增加和转速的提高,为满足机组的可靠性要求,轴头油泵供油系统已被专用的强制供油系统所代替。现代给水泵的油系统,根据驱动方式的不同有以下三种供油方式,即给水泵汽轮机供油、耦合器供油和单独布置的油站供油。这些供油系统均设有交流电动机驱动的启动备用润滑油泵,有时还布置有直流电动机驱动的备用油泵,以保证润滑系统的可靠性。

##### 1.5.2 冷却水系统

给水泵的冷却水系统一般与油系统连在一起,主要有:

(1) 油系统冷却水系统。该系统主要用来将轴承运行中产生的热量先由油润滑后带给冷油器,再通过进入冷油器的强制循环水带走,而起到冷却与保护作用。

(2) 机械密封冷却水系统。现代给水泵大多设有机械密封,为了保证机械密封在给水泵运行过程中的良好性能,还设有循环冷却水系统。

#### 1.6 给水泵的运行

发电厂中的给水泵,根据不同的情况往往采用2台或2台以上的给水泵同时运行,称为泵的并联运行。同样,为了避免因给水泵事故造成整个单元机组的停运,一般单元机组也都配置2~3台给水泵并联运行。为了不让给水泵在出水量较少情况下运行,也都以增减并联运行中水泵台数的方式来适应给水流量的增减。

并联运行就是指几台水泵都向一公共的压力管输送流量的运行方式。一般在下列情况下采用泵的并联运行:

(1) 所要求的给水流量很大,为满足给水系统的可靠性要求,可用2~3台泵并联供水。

(2) 当调峰机组需要滑压运行,所需要的流量变化很大,当流量减少时可停止一台泵的并联运行,使系统运行具有较高的经济性。

(3) 在电厂改造时,若原来的水泵流量不够,需要增加流量,可采用泵的并联接入运行。

(4) 考虑到水泵运行的安全性,若只有一台给水泵工作,当水泵事故、检修时就会影响整个电厂的供水,因此需要有备用给水泵,这就需要采用给水泵的并联运行。

并联运行有同容量水泵的并联运行和不同容量的水泵并联运行两种情况。



## 2 凝结水泵

### 2.1 凝结水泵选择原则

凝结水泵是将凝汽器底部热井中的凝结水吸出, 升压后流经低压加热器等设备输送到除氧器。我国的凝结水泵均采用定速电动机拖动的离心式泵, 属于中、低压冷水泵范畴。凝结水泵抽吸的是处于高度真空状态下的饱和凝结水, 吸入侧是在真空状态下工作, 很容易产生汽蚀和吸入空气。凝结水泵的运行条件要求泵的抗汽蚀性能和良好的轴密封装置性能。

在中小型机组上, 往往采用凝汽器无水位运行方法, 即利用凝结水泵汽蚀来调节泵的出力。无水位运行方式使泵经常处于汽蚀状态下工作, 叶轮的工作寿命很短, 运行极不稳定。大机组的凝结水泵则采用有水位运行, 设置自动调节凝汽器热井的水位的装置。

目前, 为了适应机组在低负荷时滑压运行, 降低除氧器水位调节门的节流损失, 与大型机组配套的一些凝结水泵已改为变速运行(变频), 以降低凝结水泵的能耗, 减少其汽蚀的可能性。

#### 2.1.1 容量和台数

##### 2.1.1.1 凝汽式机组的凝结水泵台数和容量选用要求

每台凝汽式机组宜装设两台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的110%。一台运行, 一台备用。当运行中的凝结水泵发生故障时, 备用凝结水泵自动投入。大容量机组也可装设三台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的55%。但应进行技术经济比较后确定。机组高负荷时, 两台凝结水泵运行, 一台为备用。

最大凝结水流量  $Q_{ns}$  为

$$Q_{ns} = Q_{ns,1} + Q_{ns,2} + Q_{ns,3} + Q_{ns,4} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (7.16-7)$$

式中:  $Q_{ns,1}$  为汽轮机最大进汽工况的凝结水流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $Q_{ns,2}$  为进入凝汽器的常用输水流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $Q_{ns,3}$  为进入凝汽器的正常补给水量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $Q_{ns,4}$  为低压加热器可能排入凝汽器的事故疏水量或旁路系统投入运行时凝结水量,  $\text{m}^3/\text{h}$ 。

##### 2.1.1.2 供热机组的凝结水泵台数和容量选择要求

(1) 工业抽汽式供热机组或工业、采暖双抽式供热机组, 每台宜装设两台或三台凝结水泵。

1) 当机组投产后即对外供热时, 宜装设两台110%设计热负荷工况下凝结水量或两台55%最大凝结水量的凝结水泵, 两者比较取较大值。

2) 当机组投产后需较长时间在纯凝汽工况或低热负荷工况下运行时, 宜装设三台110%设计热负荷工况下凝结水量或三台55%最大凝结水量的凝结水泵, 两者比较取较大值。

(2) 采暖抽汽式汽轮机, 可装设三台凝结水泵, 每台容量为最大凝结水流量的55%。

(3) 最大凝结水流量的计算方法如下:

1) 正常情况下补给水不补入凝汽器时, 按最大抽汽工况计算, 不计入补给水流量后, 与按纯凝汽工况计算值比较, 取较大值。

2) 正常情况下补给水补入凝汽器时, 按最大抽汽工况计算, 计入补给水流量后, 与按纯凝汽工况计算值比较, 取较大值。

(4) 设计热负荷工况下的凝结水量应为:

1) 机组在设计热负荷工况下运行时的凝汽量。

2) 进入凝汽器的经常疏水量和正常补给水量。

#### 2.1.2 扬程

在上述规定的最大流量下, 凝结水泵的扬程选择按下述三种情况考虑:

(1) 无凝结水除盐设备时, 凝结水的扬程  $H_{ns}$  为

$$H_{ns} = \frac{1}{\rho g} [1.15 p_1 + p_2 + p_3 + (1.10 \sim 1.20) p_4] \quad (7.16-8)$$

式中:  $H_{ns}$  为凝结水泵扬程, m;  $p_1$  为除氧器最大工作表压力, Pa;  $p_2$  为除氧器凝结水入口与凝汽器热井最低水位间的静压水压差, Pa;  $p_3$  为大气压力减去凝汽器中最低绝对压力后的数值, Pa;  $p_4$  为从凝汽器热井到除氧器凝结水入口(包括喷雾头)的最大凝结水流量时的流动阻力, Pa;  $\rho$  为凝结水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ 。

(2) 有中压凝结水除盐设备时, 凝结水的扬程  $H_{ns}$  除计及上述各因素外, 尚需考虑设备的流动阻力, 计算公式变为

$$H_{ns} = \frac{1}{\rho g} [1.15 p_1 + p_2 + p_3 + (1.10 \sim 1.20) p_4 + p_5] \quad (7.16-9)$$

式中:  $p_5$  为凝结水流过除盐设备的流动阻力, Pa; 其余参数同前。

(3) 设置低压凝结水除盐设备时, 由于除盐设备的限制, 凝结水泵的扬程不能过高, 需要在除盐设备后串联凝结水升压泵。凝结水泵和凝结水升压泵的扬程之和  $H_{ns}$  可参照式(7.16-9)计算。

凝结水升压泵的扬程往往比凝结水泵的扬程大得比较多。例如, 国产300MW机组上采用18NL-100凝结水泵和18NL-190凝结水升压泵, 前者的扬程为100m, 后者的扬程为190m。

#### 2.1.3 必需汽蚀余量

凝结水泵输送的是饱和水, 热井凝结水上面的压力就是相应凝结水温度下的饱和压力。有效汽蚀余量即为热井水面与凝结水泵轴线的垂直高度差减去吸入管道的流动阻力。设计选用凝结水泵时, 必须是有效汽蚀余量大于必需汽蚀余量。实际电厂中, 凝汽器热井水面比泵轴线高得不多, 一般也只有1~2m。为此, 凝结水泵必需汽蚀余量显然要小些, 也就是要求其具有良好的抗汽蚀性能。

## 2.2 凝结水泵的结构

电厂使用的凝结水泵形式较多, 根据其结构特点可以有以下几种分类:

(1) 按叶轮数目分, 有单级泵和多级泵。单级泵轴上只装有一个叶轮, 多级凝结水泵轴上有两个或两个以上的叶轮。

(2) 按泵轴位置分, 有卧式泵和立式泵。卧式泵的泵轴位于水平位置(如NB型凝结水泵); 立式泵的泵轴位于垂直位置(如常用的NL型凝结水泵)。一般来说, 小容量机组均采用卧式离心泵, 大容量机组多采用立式离心泵。卧式泵占地面积较大, 立式泵检修困难一些。

为了保证水泵的抗汽蚀性能, 往往将泵的第一级叶轮做成双吸式, 或者在第一级叶轮入口前加装诱导轮, 泵的转速控制在2950r/min以下, 一般多采用1450r/min或980r/min。设计中还应控制凝结水泵的吸入段内凝结水流速不超过0.8~0.9m/s, 在叶轮吸入口的流速不超过1.0m/s, 叶轮材质应选用较好的优质钢或铜材制成。

凝结水泵轴的密封装置可采用普通的填料密封,也可采用机械密封。无论采用哪一种密封,在凝结水泵运转或停运在备用状态时都应保证密封水的供给,以防止空气漏入凝结水系统,影响凝汽器真空度。

### 2.3 凝结水升压泵

随着火电机组参数的提高,特别是现代超临界、超超临界压力直流锅炉的出现,对凝结水的处理提出了更高的要求。在凝结水管道系统中须设置凝结水除盐装置。若采用低压凝结水除盐装置,则必须在除盐装置后串联凝结水升压泵;若采用高压凝结水除盐装置,就可省去凝结水升压泵。

## 3 循环水泵

### 3.1 循环水泵的选择原则

蒸汽在凝汽器中凝结放出的大量汽化潜热,必需由循环水泵抽送的循环水带走。一般循环水泵的循环水量较大,但扬程较低。

火电厂的循环水供水系统有两种:一种为开式循环供水系统,冷却水取自江河湖海,使用后仍排向江河湖海;另一种为闭式循环供水系统,循环水经凝汽器加热后,排向冷却装置(一般为冷却水塔),经冷却后再供凝汽器使用。在开式循环供水系统中采用较多的是轴流式水泵,扬程介于12~16m,闭式循环系统泵的扬程较高,通常介于20~25m。

汽轮机循环水的供水系统又有单元制和母管制之分。单元制供水系统是一台机组自成独立的系统。母管制供水系统是将循环水泵并联在一根压力水管道上,凝汽器也并联在供、排水母管上,这就要求并联的循环水泵的特性相近,并联的凝汽器水阻也要接近,否则会使循环水泵负荷分配不均和水阻大的凝汽器不能获得足够量的冷却水。单机容量在200MW以上的机组,宜采用单元制或扩大单元制供水系统。

#### 3.1.1 容量和台数

对于单元制供水系统,每台汽轮机宜装两台循环水泵,其总出力等于该机组的最大计算用水量。

采用集中水泵房母管制供水系统时,安装在水泵房中的循环水泵当达到规划容量时不应少于四台,水泵的总出力应满足冷却水的最大计算用水量,不设备用。根据工程建设进度,水泵可分期安装,但第一期工程安装的水泵不应少于两台。

#### 3.1.2 扬程

循环水泵的总扬程是泵的吸、排水水位差以及压力管道、吸水管中所有压头损失的总和,即

$$H_{\Sigma} = \frac{1}{\rho g} (p_j + \Sigma \Delta p_i) \quad (7.16-10)$$

式中:  $p_j$  为排出口水位与吸入口水位间水柱静压差,在开式循环供水情况下  $p_j$  等于排水井水位与吸水井水位间水柱静压差;  $\Sigma \Delta p_i$  为管道压力损失总和,包括凝汽器水阻、进出口水管道中的摩擦阻力、局部阻力损失以及进出水管口的速度损失等;其余参数同前。

循环水泵的扬程一般不超过25m,在开式循环供水时,若充分利用虹吸,管道又不太长,则循环水泵的扬程只需10~12m。

在选用循环水泵时,除了要考虑泵的必需汽蚀余量  $NSPH_r$  外,还应注意泵要求的淹没深度允许值和抽吸水位变化范围,避免因抽吸水位降低到所要求的淹没深度以下,吸水池水面产生漩涡,把空气带入泵内而引起水泵汽蚀

和振动。

#### 3.1.3 调节方式

在可能的情况下,循环水泵宜采用动叶可调或驱动电动机变速(一般为两速)的调节方式,以保持较高的运行效率。目前采用的调节方式有:

(1) 控制运行台数来实现流量调节。当单元制系统两台循环水泵并联供一台机组时,负荷较低或冬季时,可停用一台循环水泵以调节水量,节省电耗。但由于供水管道特性是按两台泵的并联设计的,当一台泵运行时,运行泵流量将显著增加,运行工况偏离最佳工况较远。尤其是轴流泵,其效率曲线较陡,偏离最佳工况点后,效率下降很快,同时由于流量增大,叶轮进口流速过高,叶轮入口产生较大负冲角而发生汽蚀性损坏。

(2) 采用电动机高低速来实现流量调节。采用电动机高低速来实现流量调节是根据离心泵相似定律,在不大范围内改变泵的转速,泵的效率近似不变,而流量随着转速的变化而改变。

(3) 动叶调节方式。可以根据水温、机组负荷的变化情况,调节循环水泵的动叶,改变循环水泵的水量。这种调节方式经济性较好。

### 3.2 循环水泵的形式和布置

#### 3.2.1 形式

目前,大型火力发电厂使用的循环水泵大都有以下两种形式:

(1) 卧式离心泵。卧式离心泵检修、维护、安装比较方便,适用于吸水水位变动不太大的情况,但安装占地面积较大,又要安装在比吸水水位高的位置上,需要配备启动前灌水的辅助设备。比较多的方法是采用真空泵,将水泵壳内抽成真空,保证水泵内部充满水后启动。比较多见的是双吸水平分开的 Sh 型。泵轴水平放置,双面进水的叶轮保证了泵有大的流量,且能自动平衡轴向推力。在相同效率下,双面进水的叶轮具有较好的抗汽蚀性能。

(2) 立式轴流泵或混流泵(也称斜流泵)。斜流泵占地面积较小,但安装与维修比较困难。一般在岸边水泵房,吸水水位变动较大、场地小的情况下装设立式泵为好,泵装在水位以下,不需另设启动前的引水设备。立式轴流泵最常见的是 ZLQ 型,叶片用 1Cr18Ni9Ti 不锈钢制造,并根据负荷需要,可以调节大轴联轴器接头中的蜗母轮来改变叶片安装角度,变更泵的流量及扬程,使泵在变工况运行时仍有较高的效率。

立式斜流泵是带导叶的单级或双级泵,泵轴均为立式安装,吸入口垂直向下,吐出口水平外伸。泵可分为双壳式和单壳式结构。双壳式泵的转子、叶轮、轴、护管、轴承、轴封等和导体可抽出。有的斜流泵叶轮叶片角度可在运行中调节(如 72TKXA-16 和 HLQ 型)。泵和电动机分别安装在两个基础层,也可由泵、电动机直接连接安装在一个基础层,采用填料密封。泵的轴向推力大部分由电动机的止推轴承承受,但也有由泵本身的止推轴承来承受轴向推力的。

#### 3.2.2 布置

循环水供水系统有单元制和母管制。单元制供水系统的循环水泵可以设在汽轮机房内,也可以布置在水泵站内。母管制供水系统的循环水泵则集中布置在水泵房。水泵房可以设在岸边,也可以设在厂区,应视具体情况而定。



第 17 章 电 站 阀 门

1 阀门应用及分类

1.1 阀门在电站中的应用

随着火力发电机组向高参数、大容量发展，阀门的尺寸和工作参数也越来越高，工作条件越恶劣，其结构越复杂，并且向单功能专用化方向发展。

在火力发电机组上，阀门主要用于汽水管道的下列系统和设备：锅炉给水系统、减温水系统、汽包和蒸汽出口集箱附件、启动系统、旁路系统、高压给水加热器保护系统。这些系统对某些阀门提出了非常严格的要求，如要求在 2~5s 内快速开启和关闭、能在高温高压下工作、能在高压差下经受汽水混合物的冲刷和侵蚀等。某些阀门的效用将直接关系到整个设备的安全可靠性。

1.2 阀门的分类

1.2.1 按功能和结构分类

- (1) 关闭阀类。用于切断或连通介质流动，有闸阀、截止阀、旋塞阀、球阀、蝶阀、隔膜阀、电磁阀等。
- (2) 调节阀类。用于调节介质的流量、压力、温度、水位等，有减温减压阀、减压阀、给水调节阀、喷水调节阀、水位调节阀、节流阀、旁路调节阀等。
- (3) 安全阀类。用于保护设备的安全，如超压保护、介质倒流保护、事故工况保护等。有安全阀、泄压阀、止回阀、高压加热器保护阀等。

(4) 分流阀类。用于分配、分离或混合介质，有分配阀、疏水阀等。

1.2.2 按操作方式分类

按操作方式可分为手动阀、气动阀、电动阀、液动阀、电液阀、电磁阀等。

2 阀门主要性能参数

2.1 公称通径

公称通径是指阀门与管道连接处通道的名义直径，用 DN 表示，在字母“DN”后紧跟一个数字标志，单位通常为 mm。公称压力用 PN 表示，其后紧跟数字的单位通常为 MPa。对于公称压力  $PN \leq 10.0\text{MPa}$  的阀门，阀门与管子的连接多数采用法兰连接，法兰标准按照 JB/T82.2—1994；对于  $PN > 10.0\text{MPa}$  的电站阀门，阀门与管子的连接大都采用焊接连接。

2.2 公称压力、工作压力和试验压力

公称压力是指与阀门的机械强度有关的设计给定压力，它是阀门在基准温度下允许的最大工作压力。按我国标准，阀门的工作温度等于或小于阀体、阀盖材料基准温度时，阀的公称压力就是阀门的最大工作压力。钢制阀门的基准温度为  $200^{\circ}\text{C}$ ，当工作温度高于  $200^{\circ}\text{C}$  时，阀的允许工作压力  $p_t$  与相应的工作温度  $t$  及水压试验压力  $p_s$  的关系见表 7.17-1。

表 7.17-1 阀门温压表

阀门用钢材型号		基准温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	工 作 温 度 $t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )								
20、25 ZG230-450		200	250	300	350	400	425				
15CrMo ZG20CrMo		200	320	450	490	500	510	515	525	535	545
12Cr1MoV 15Cr1MoV ZG20CrMoV ZG15Cr1Mo1V		200	320	450	510	520	530	540	550	560	570
PN (MPa)	$p_s$ (MPa)	允许工作压力 $p_t$ (MPa)									
1.0	1.5	0.98	0.88	0.78	0.69	0.63	0.55	0.49	0.44	0.39	0.35
1.6	2.4	1.57	1.37	1.23	1.08	0.98	0.88	0.78	0.69	0.63	0.55
2.5	3.8	2.45	2.16	1.96	1.76	1.57	1.37	1.23	1.08	0.98	0.88
4.0	6.0	3.92	3.53	3.14	2.74	2.45	2.16	1.96	1.76	1.57	1.37
6.3	9.5	6.27	5.49	4.90	4.41	3.92	3.53	3.14	2.74	2.45	2.16
10.0	15	9.8	8.82	7.84	6.96	6.27	5.49	4.90	4.41	3.92	3.53
16.0	24	15.68	13.72	12.25	10.98	9.8	8.82	7.84	6.96	6.27	5.49
20.0	30	19.60	17.64	15.68	13.72	12.25	10.98	9.80	8.82	7.84	6.96



续表

PN (MPa)	$p_s$ (MPa)	允许工作压力 $p_t$ (MPa)									
		24.50	22.05	19.60	17.64	15.68	13.72	12.25	10.98	9.80	8.82
25.0	38	24.50	22.05	19.60	17.64	15.68	13.72	12.25	10.98	9.80	8.82
32.0	48	31.36	27.44	24.50	22.05	19.60	17.64	15.68	13.72	12.25	10.98
42.0	58	41.16	37.04	32.93	28.81	25.73	23.15	20.58	18.52	16.46	14.41
50.0	70	49.00	44.10	39.20	35.28	31.36	27.44	24.50	22.05	19.60	17.64
63.0	90	62.72	54.88	49.00	44.10	39.20	35.28	31.36	27.44	24.50	22.05
80.0	110	78.40	69.58	62.72	54.88	49.00	44.10	39.20	35.28	31.36	27.44
100.0	130	98.00	88.20	78.40	69.58	62.72	54.88	49.00	44.10	39.20	35.28

2.3 非标准级阀门的公称压力和工作压力

将阀门强度按实际工作参数进行设计，这种设计方法叫作定点设计法，用这种方法设计的阀门只能用于所规定的工作压力  $p$  和温度  $t$ 。例如  $p=14\text{MPa}$ 、 $t=540^\circ\text{C}$  工作参数的合金钢阀，按温压表查得在  $540^\circ\text{C}$  时 PN25.0 的最高工作压力为  $12.25\text{MPa}$ ，PN32.0 的最高工作压力为  $15.68\text{MPa}$ ，所以该阀应该设计成公称压力 PN32.0。但是，如果按定点设计法设计该阀的尺寸，将与 PN25.0 大体相同，用  $P_{54}14$  表示应用于压力  $p=14\text{MPa}$ ，温度  $t=540^\circ\text{C}$ 。定点设计法主要应用于高温、高压阀，工作参数越高，带来的经济利益也越多。

3 电站阀门材料

3.1 阀体和阀盖材料的选用

阀体和阀盖是阀门的重要零件之一，是主要受压零件，并直接承受介质的温度、冲蚀及管道和阀杆的附加作用力。所用材料应具有足够的强度和韧性，以及良好的冷、热加工工艺性。常用的阀体和阀盖材料见表 7.17-2。

材料牌号	适用范围	
	公称压力 (MPa)	介质温度 ( $^\circ\text{C}$ )
ZG230-450WCB	$\leq 42.0$	$\leq 425$
20、25	$\leq 42.0$	$\leq 425$
15CrMo ZG20CrMoV WC6	$P_{54}10$	540
12Cr1MoV ZG15Cr1Mo1V WC9	$P_{57}14$	570
1Cr18Ni9Ti	6.3	$< 600$

3.2 阀杆材料的选用

阀杆是阀门中的重要零件，阀杆材料必须具有足够的强度和韧性，能耐介质及填料的腐蚀，耐擦伤，工艺性要好。为了提高阀杆表面耐腐蚀、耐擦伤性能，一般应对其进行表面处理。常用阀杆材料见表 7.17-3。

表 7.17-3 常用阀杆材料			
材料	适用范围		表面处理
	公称压力 (MPa)	介质温度 ( $^\circ\text{C}$ )	
35	$\leq 6.3$	$\leq 350$	氮化
40Cr、1Cr13、2Cr13	$\leq 42.0$	$\leq 450$	镀铬、氮化、表面淬火
38CrMoAlA	$P_{54}10$	540	氮化
20Cr1Mo1V1	$P_{57}14$	570	氮化、磷镍化学镀层

3.3 密封面材料的选用

密封面材料是保证阀门密封性能的关键因素。密封面在流体的压力、温度作用下必须具有一定强度和耐腐蚀性。对于密封面间有相对运动的阀门，还要求耐擦伤性能好、摩擦系统小、耐磨损。对于受高速流体冲刷的阀门，还要求耐总腐蚀能力。密封面材料见表 7.17-4。

材 料	适用范围		说 明
	公称压力 (MPa)	介质温度 ( $^\circ\text{C}$ )	
1Cr18Ni12Mo2Ti 2Cr13、3Cr13 EDCr、EDCrMn	$\leq 42.0$	$\leq 450$	
38CrMoAlA (氮化)	$P_{54}10$	540	
硬质合金 WcTic EDCoCr			高温高压阀
喷焊合金 Co-Cr-W Ni-Cr-B-Si Fe-Cr-B-Si			

3.4 紧固件材料的选用

紧固件主要是螺栓、双头螺栓、双头螺柱和螺母，它们在阀门上承受流体压力和温差引起的作用力和垫片的密封力，对防止流体外漏起着重大的作用。因此，所选用的材料必须保证这些紧固件在使用温度下有足够的抗松弛强度与冲击韧性。当公称压力  $\text{PN} \geq 20.0\text{MPa}$  或工作温度  $t \geq 450^\circ\text{C}$  时，直接承压的主螺栓应采用带缩径的弹性螺栓或全长螺纹结构，并应进行磷化处理，以防止长期高温作用下引起螺纹间的黏结，其材料选用见表 7.17-5。

表 7.17-5 常用紧固件材料

名称	公称压力 (MPa)	介质温度 (℃)				
		≤300	≤350	≤425	≤450	≤530
螺栓	4.0、6.3、10.0	35			30CrMoA、	25Cr2MoVA、
	16.0、20.0	35	35Cr、40MnVB	35CrMoA	35CrMoA	20Cr1Mo1V1
	32.0	40MnVB	35CrMoA			
螺母	4.0、6.3、10.0	25、35				25Cr2MoVA、
	16.0、20.0	35			40Mn、35Cr	30CrMoA、
	32.0	40Mn	40Cr			35CrMoA

4 截断阀的种类和受力计算

截断阀一般分为闸阀、截止阀、球阀、蝶阀、隔膜阀及旋塞阀等。其中，闸阀和截止阀在电站中使用较广；隔膜阀、球阀常用于低压和低温及通径有一定限制的耐腐蚀场合；蝶阀大多用于常温、低压介质和大口径管道。各种截断阀的流动阻力、动作时间、密封性能及应用范围各不相同，一般需根据介质参数及系统要求选择合适的截断阀。

4.1 截断阀的结构和特点

4.1.1 闸阀

闸阀零件较多，结构长度较短，但高度较高，适用的压力、温度和通径范围较广（DN50～DN1800，PN0.1～PN42.0， $t \leq 570^{\circ}\text{C}$ ），具有密封性能好、流体阻力小、全行程启闭时间长、操作扭矩小等特点。

闸阀常见的闸板结构有弹性闸板和楔式双闸板两种。电站中一般采用明杆楔式闸阀，中低压闸阀阀体同阀盖的密封采用法兰连接，高温高压闸阀一般采用自密封结构，阀杆为升降式，如图 7.17-1 和图 7.17-2 所示。

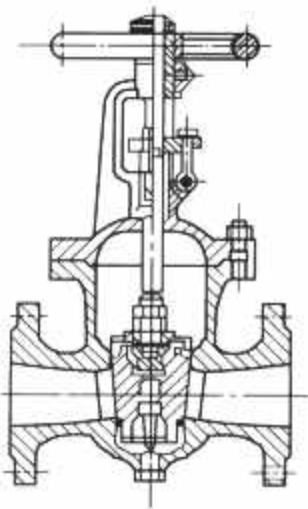


图 7.17-1 明杆楔式双闸板闸阀

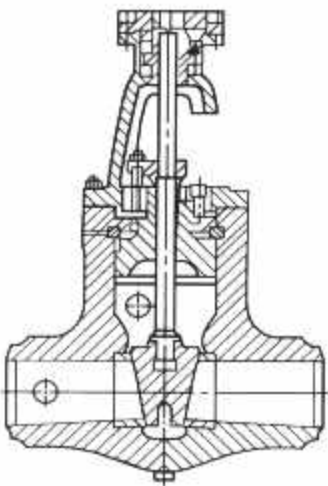


图 7.17-2 明杆楔式弹性闸板闸阀

为了减少启闭扭矩，对大扭矩闸阀可设置旁路阀；对双面强制密封的闸阀，应在中腔与支管间装平衡阀，以防止启动过程因温度升高时密闭的中腔介质压力升得过高而危及中腔强度。

4.1.2 截止阀

截止阀结构比闸阀简单，结构长度比闸阀长，使用的压力、温度范围较广（PN0.6～PN42.0， $t \leq 570^{\circ}\text{C}$ ）；但由于操作扭矩大，通径受到一定限制（ $\text{DN} \leq 200$ ），密封性能良好，但具有流阻大、阀瓣易受冲蚀等特点。

最常见的截止阀有直通式（如图 7.17-3 所示）、直流式

和角式。其中，直流式阻力损失较小，角式高压平衡阀操作扭矩小，适用于高压差、通径较大的场合。

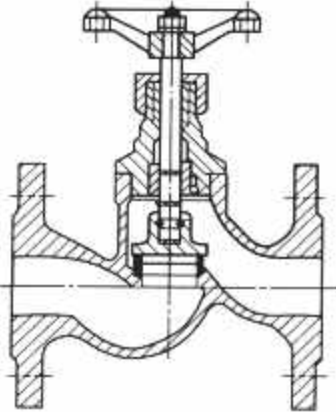


图 7.17-3 直通式截止阀

4.2 密封面比压值的确定

4.2.1 必需比压

保证密封面密封的所需最小压力称为必需比压，以  $q_b$  表示

$$q_b = m \frac{a + cp}{\sqrt{b}} \quad (\text{MPa}) \quad (7.17-1)$$

式中： $m$  为与介质性质有关的系数，常温液体  $m=1$ ，常温空气、蒸汽等气体以及高于  $100^{\circ}\text{C}$  的液体  $m=1.4$ ； $p$  为介质压力，MPa； $a$ 、 $c$  为与密封面材料有关的系数，取值见表 7.17-6； $b$  为密封面宽度，cm。

表 7.17-6 系数  $a$ 、 $c$  取值

密封面材料	$a$	$c$
钢、硬质合金	3.5	1
铝、铝合金，硬聚氯乙烯、聚四氟乙烯	1.8	0.9
中硬橡胶	0.4	0.6

式（7.17-1）适用于平面接触的密封面、表面粗糙度  $R_a$  为  $0.4 \sim 0.2 \mu\text{m}$ 、 $q_b \leq 80 \text{MPa}$  的比压值的计算。对于  $R_a$  小于  $0.2 \mu\text{m}$  的刚性密封面， $q_b$  按计算值下降 25%。密封面采用两种不同材料时，按硬度较低材料计算。

4.2.2 许用比压

各种材料密封面允许承受的最大压力称为许用比压，以  $[q]$  表示，其值见表 7.17-7。设计时设计比压  $q$  应满足  $q_b < q < [q]$ 。

表 7.17-7 密封面材料的许用比压  $[q]$

密封面材料		材料硬度	$[q]$ (MPa)	
			无滑动	有滑动
奥氏体不锈钢	1Cr18Ni9Ti、1Cr18Ni12Mo2Ti	HB140～HB170	150	15
马氏体不锈钢	2Cr13、3Cr13、1Cr17Ni2	HB200～HB300 HRC35～HRC40	250	25 45
氮化钢	38CrMoAlA	HV800～HV1000	300	80
硬质合金	TiC-Co-Cr1、SR-ST1.3	HRC38～HRC47	250	80
	TiC-Ni (含 Si)	HB280～HB320		
中硬橡胶			5	
聚四氟乙烯			20	15

注 钢的牌号也适用于铸造和堆焊情况。

4.3 必需密封力计算

4.3.1 平面密封 [见图 7.17-4 (a)]

必需密封力为

$$F_b = 100\pi D_m l q_b \quad (\text{N}) \quad (7.17-2)$$

4.3.2 锥面密封 [见图 7.17-4 (b)]

必需密封力为

$$F_b = 100\pi D_m l q_b \sin\theta (1 + \mu_m \cot\theta) \quad (\text{N}) \quad (7.17-3)$$

通常取  $\theta$  为  $30^\circ \sim 45^\circ$ , 密封面摩擦系数  $\mu_m$  取值见表 7.17-9 中的注 1。

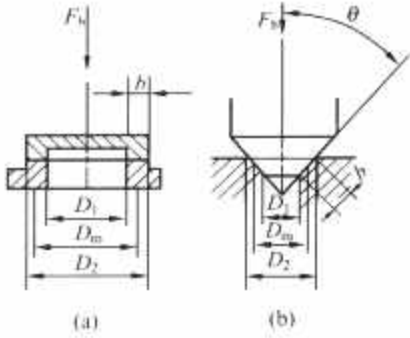


图 7.17-4 必需密封力作用图  
(a) 平面密封; (b) 锥面密封

4.4 阀杆力矩和总受力

4.4.1 阀杆力矩

阀门关闭时, 阀杆力矩为

$$M_L = \frac{1}{2} F D_0 \tan(\alpha_L + \rho_L) \quad (\text{N} \cdot \text{cm}) \quad (7.17-4)$$

阀门开启时, 阀杆力矩为

$$M_L' = \frac{1}{2} F' D_0 \tan(\rho_L' - \alpha_L) \quad (\text{N} \cdot \text{cm}) \quad (7.17-5)$$

式中:  $F$ 、 $F'$  为关闭和开启时作用在阀杆上的总力, N;  $D_0$  为阀杆螺纹中径, cm;  $\rho_L$ 、 $\rho_L'$  为关闭、开启时螺纹副的摩擦角, 其值见表 7.17-8;  $\alpha_L$  为阀杆螺纹升角。

表 7.17-8 螺纹副  $\mu_L$ 、 $\rho_L$  值

螺母材料 (阀杆材料为钢)	螺纹在介质外				螺纹在介质内	
	润滑良好		润滑不好		$\mu_L$	$\rho_L$
	$\mu_L$	$\rho_L$	$\mu_L$	$\rho_L$		
青铜、黄铜、铸铁	0.15	$8^\circ 32'$	0.17~0.22	$9^\circ 39' \sim 12^\circ 24'$	0.2~0.25	$11^\circ 29' \sim 14^\circ 02'$
钢	0.2	$11^\circ 29'$	0.25	$14^\circ 02'$	0.3~0.35	$16^\circ 42' \sim 19^\circ 17'$

注  $\mu_L$  为关闭时螺纹副的摩擦因数, 开启时摩擦因数  $\mu_L' = \mu_L + 0.1$ ,  $\rho_L' = \arctan \mu_L'$ 。

4.4.2 在阀杆上的总轴向力

(1) 截止阀 (升降杆)。当介质从阀瓣下方流入, 阀门关闭时, 在阀杆上的总轴向力为

$$F = F_j + F_b + f_t + f_i - G \quad (7.17-6)$$

式中:  $F_j$  为介质压力作用力;  $F_b$  为阀密封面上密封力;  $f_t$  为关闭时防转结构的摩擦力;  $f_i$  为阀杆与填料间摩擦力;  $G$  为阀瓣重力。

当介质从阀瓣上方流入, 阀门开启时, 在阀杆上的总轴向力为

$$F' = F_j' + f_t + f_i' + G \quad (7.17-7)$$

式中:  $F_j'$  为介质压力作用力;  $f_i'$  为开启时防转结构的摩擦力; 其余参数含义同前。

(2) 闸阀。楔式闸板关闭时, 在阀杆上的总轴向力为

$$F = F_m + F_d + f_t - G \quad (7.17-8)$$

式中:  $F_d$  为阀杆介质力;  $F_m$  为关闭时密封力, 其值按表 7.17-9 计算; 其余参数含义同前。

楔式闸板开启时, 在阀杆上的总轴向力为

$$F = F_m' + f_t + G - F_d \quad (7.17-9)$$

式中:  $F_m'$  为开启时密封力, 其值按表 7.17-9 计算, 其余参数含义同前。

表 7.17-9 闸阀密封力简化算式

$\phi$	摩擦系数	单面强制密封	单面自动密封
5°	$\mu_m = 0.15$ $\mu_m' = 0.25$	$F_m = 0.47F_b + 0.14F_j$ $F_m' = 0.33F_b + 0.25F_j$	$F_m = 0.16F_j$ $F_m' = 0.24F_j$
	$\mu_m = 0.2$ $\mu_m' = 0.3$	$F_m = 0.58F_b + 0.2F_j$ $F_m' = 0.42F_b + 0.31F_j$	$F_m = 0.21F_j$ $F_m' = 0.29F_j$
	$\mu_m = 0.25$ $\mu_m' = 0.35$	$F_m = 0.67F_b + 0.24F_j$ $F_m' = 0.52F_b + 0.36F_j$	$F_m = 0.26F_j$ $F_m' = 0.34F_j$
	$\mu_m = 0.3$ $\mu_m' = 0.4$	$F_m = 0.77F_b + 0.29F_j$ $F_m' = 0.62F_b + 0.41F_j$	$F_m = 0.31F_j$ $F_m' = 0.39F_j$

注 1. 硬质合金  $\mu_m = 0.15$ , 马氏体不锈钢  $\mu_m = 0.2$ , 奥氏体不锈钢  $\mu_m = 0.30$ 。  
2. 当用于润滑介质时,  $\mu_m$  值可减小; 而用于高温介质  $t \leq 480^\circ\text{C}$  时, 则  $\mu_m' = \mu_m + (0.15 \sim 0.20)$ 。

5 安全阀

5.1 安全阀的分类

5.1.1 按开启高度分类

微启式,  $h = (\frac{1}{10} \sim \frac{1}{40})d_t$ ; 高启式,  $h \geq \frac{1}{7}d_t$ ; 全启式,  $h \geq \frac{1}{4}d_t$ 。  $h$  为开启高度;  $d_t$  为喉口直径, 即进口处与阀座之间的最小流道直径。

5.1.2 按载荷加载方式和控制方法分类

可分为直接载荷杠杆重锤式安全阀、直接载荷弹簧式安全阀、先导式安全阀、动力控制安全阀、带辅助载荷的安全阀。

5.2 各类安全阀的优缺点

5.2.1 直接载荷杠杆重锤式安全阀

该阀的优点是结构简单, 调整、维护方便; 最大的缺点是加在阀瓣上的作用力不随开启高度的增加而增大, 且受重锤重量的限制, 一般不得超过  $5.8 \sim 9.8\text{kN}$ , 所以阀座口径受到限制, 因而额定排量较小。因重锤加在阀瓣上的作用力不变等原因, 阀的回座压差大是先天性的。

5.2.2 直接载荷弹簧式安全阀

这类阀的弹簧作用于阀瓣上的力高达  $60\text{kN}$  以上, 所以有较大的额定排量, 其最大优点是因弹簧力随开启高度的增加而增大, 所以回座压差小, 能满足有关国际法规对安全阀的要求, 即回座压差为  $4\% \sim 7\%$ 。这类阀能应用于可移动设备上, 其缺点是维护、调整困难, 技术要求较高。

5.2.3 先导式安全阀

先导式安全阀分为加载方式和卸载方式工作两种。通过



导阀控制主阀的开启和关闭,也可接受外部能源的控制,使主阀开启或关闭。该阀的优点是主阀尺寸可以不受限制,阀门有很大的额定排量。先导式安全阀无论按哪种方式工作,主阀都借介质压力达到密闭,有良好的密封性能,其缺点是结构复杂,回座压差取决于导阀,因导阀的尺寸小,阀的动作性能难以保证。

#### 5.2.4 动力控制安全阀

动力控制安全阀借外部能源控制主阀的开启和关闭,控制系统大都采用电气或液压元件,所以能控制在任意的压力开启和关闭。其优点是动作准确,回座压差随心所欲。缺点是阀的可靠性完全取决于控制元件在现场条件下的可靠性。

#### 5.2.5 带辅助载荷安全阀

与直接载荷弹簧安全阀相比,这类阀的优点为有良好的密封性能,缺点是阀的可靠性取决于外部能源工作的可靠性和准确性。

### 5.3 安全阀的结构

图 7.17-5 和图 7.17-6 所示为直接载荷弹簧式安全阀的断面图,由喷管状阀座、热均衡阀瓣、上调整环、下调整环、阀瓣套筒、导向套、背压调节机构和提升机构等组成。

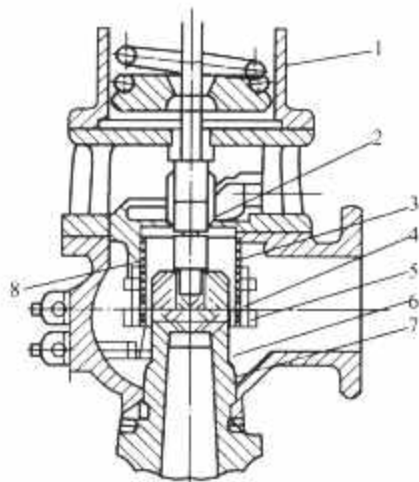


图 7.17-5 弹簧安全阀

1-弹簧；2-背压调节机构；3-阀瓣套筒；4-热均衡阀瓣；  
5-上调整环；6-下调整环；7-喷管状阀座；8-导向套

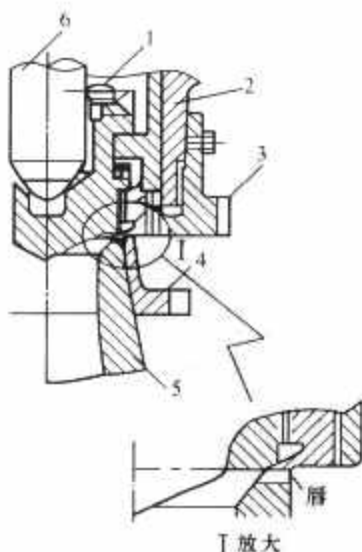


图 7.17-6 热均衡阀瓣

1-定位销；2-导向套；3-上调整环；  
4-下调整环；5-喷嘴；6-阀杆

随着火力发电机组向大容量高参数发展,电站锅炉对主蒸汽系统上的安全阀有更严格要求。根据各国有关标准规定,这些要求大致可归纳为:

- (1) 始启压力允许偏差为 $\pm 1\%$ 。
- (2) 回座压差为 $2.5\% \sim 7\%$ ,对于直流锅炉、压力容器和再热器管道上的安全阀则小于或等于 $10\%$ 。
- (3) 密封性要求在 $90\%$ 整定压力下没有渗漏。
- (4) 不应有频跳、颤振和卡阻等机械故障。
- (5) 额定排量系数必须由实测求得,对于相同形式和喉口尺寸的阀门,排量系数越大越好。
- (6) 超过压力应不大于整定压力的 $3\%$ 。

### 5.4 安全阀的排量

按《蒸汽锅炉安全技术监察规程》(1996)要求,排量计算方法为

$$q_m = (10.2p + 1)A_1 K K_D \quad (7.17-10)$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2$$

$$K = \sqrt{\frac{2.1}{(10.2p + 1)v}}$$

式中:  $q_m$  为额定排量,  $\text{kg/h}$ ;  $p$  为安全阀入口表压力,  $\text{MPa}$ ;  $A_1$  为阀座的喉口面积,  $\text{mm}^2$ ;  $d_1$  为阀座的喉径,  $\text{mm}$ ;  $K_D$  为额定排量系数,当行程分别大于或等于 $\frac{d_1}{40}$ 、 $\frac{d_1}{20}$ 、 $\frac{d_1}{12}$ 和 $\frac{d_1}{4}$ 时,  $K_D$  分别取为 0.048、0.085、0.098 和 0.235;  $K$  为蒸汽修正系数;  $v$  为蒸汽比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

## 6 调节阀及减温减压阀

### 6.1 调节阀流量特性

#### 6.1.1 流量特性的定义

调节阀的流量特性是指流体通过阀门的相对流量与阀门相对开度的关系,可表达为

$$\frac{q_V}{q_{V,\max}} = f\left(\frac{l}{l_{\max}}\right) \quad (7.17-11)$$

式中:  $\frac{q_V}{q_{V,\max}}$  为相对流量,即调节阀某一开度流量与全开流量之比;  $\frac{l}{l_{\max}}$  为相对开度,即调节阀某一开度行程与全开行程之比。

流量特性有理想流量特性和工作流量特性两个概念。

#### 6.1.2 理想流量特性

调节阀流量特性除了与阀的结构有关外,还决定于运行条件。运行条件不同,调节阀的流量特性也随着改变。因此在计算手册中采用了“理想流量特性”的概念。

理想流量特性具有下列假定条件:调节阀所在的管路系统的总压降不变;调节流体为不可压缩,即密度不变;流体没有黏性;管路阻力系数不随流量变化;调节阀的局部阻力系数只随开度而改变。

理想流量特性的种类:典型的理想流量特性有直线流量特性、等百分比流量特性、快开流量特性和抛物线流量特性四种。

#### 6.1.3 工作流量特性

在实际使用时,调节阀与设备、管道及阀门采用串联或并联安装。实际工作条件与理想条件不一样,调节阀前后压差是变化的。在这种工况下得到的调节阀的相对流量与相对开度的关系称为工作流量特性。

(1) 串联管道中调节阀的工作流量特性。锅炉给水调节阀就属于同管道串联方式。由于管道存在阻力,其阻力损失

与通过管道的流量成平方关系,因此,当系统两端总压差一定时,随着通过管道流量的增大,连接管道的阻力损失也增加,而调节阀上压差减少,结果使工作特性偏离理想特性,产生畸变。

调节阀全开时,阀前后压差  $\Delta p$  与系统总压差  $\Sigma \Delta p$  之比为  $S$ 。 $S$  越小,分配到调节阀上的压降越小,对调节不利; $S$  越大,调节阀工作流量特性越接近于理想流量特性。在实际使用中,希望  $S$  值不低于 0.3。

(2) 并联管道中调节阀工作流量特性。并联于管道时阀全开流量与总管最大流量之比为  $x$ , 即  $x = q_1 / q_{\max}$ , 其中  $q_{\max}$  为调节阀全开流量。旁路流量越大,则  $x$  越小,使整个流量特性曲线上移。

## 6.2 调节阀种类

### 6.2.1 直通单座调节阀

直通单座调节阀由于阀瓣和阀座只有一对密封面,容易保证密封,泄漏量小,甚至可以完全切断,因此适用于要求泄漏量小的场合。由于流体对阀瓣不平衡力较大,高压差、大口径时不平衡力更大,所以单座调节阀仅适用于低压差、小口径的场合,否则必须配用大推力执行机构。

### 6.2.2 直通双座调节阀

直通双座调节阀有上、下 2 个阀瓣,流体作用在上、下阀瓣上的推力,大小接近但方向相反,不平衡力相互抵消很多,所以可使用在压差较大的场合。因存在加工误差,阀瓣与阀座的 2 对密封面不易同时密合,因此泄漏量比单座调节阀大。双座调节阀的流量系数比同口径的单座调节阀大。

### 6.2.3 角型调节阀

角型调节阀除阀体为直角形外,其他结构与直通单座调节阀相似。角型调节阀流路简单、阻力小。

### 6.2.4 套筒调节阀

套筒调节阀有如下特点:

(1) 操作力小。由于套筒调节阀的阀瓣有平衡孔,可以减少流体作用在阀瓣上的不平衡力,因此操作力小。

(2) 互换性和通用性强。套筒调节阀只要更换套筒,就可以得到不同的额定流量系数和不同的流量特性,若更换阀体或阀瓣又可得到不同类型的变型产品。

(3) 加工方便和维修简便。套筒调节阀阀体结构简单,内部只有一道阀座隔层,容易铸造,不需堆焊和焊接;中法兰和阀座处可一次加工完毕;套筒和阀座用阀盖压紧固定在阀体内,拆装非常简便。

(4) 噪声低、使用寿命长。套筒调节阀在空蚀情况下,所形成的气泡随后破裂,产生的冲击波作用在套筒中心相互抵消,冲击能量没有作用在套筒和阀瓣上,而是被介质自身吸收,因而套筒调节阀空蚀破坏小;另一方面,密封面与节流面分开,介质高速流动对密封面的冲刷大为减小;因套筒与阀瓣有较长的导向,引起的振动小,因而噪声要比单、双座调节阀小 10dB 以上。

### 6.2.5 柱塞式调节阀

柱塞式调节阀结构与直通双座调节阀差不多,所不同的是,采用阀套和柱塞代替双座调节阀两个阀瓣和阀座。阀套固定在阀体内,并开有数个均布的窗孔,柱塞在阀套内轴向移动,这样使流量分配到多只“喷口”中,流过各“喷口”的介质互相对射,使介质动能抵消一部分,达到减轻金属材料磨损的目的。

### 6.2.6 回转式调节阀

回转式调节阀结构与直通双座调节阀差不多,阀体内有 1 个固定套筒,套筒开有 2 个对称的特定型线窗孔,在此套筒内另有一内套筒,也有 2 个对称的特定型线的窗孔。内套筒作旋转运动,旋转至与内外套筒窗孔位置重合时流量为最大,随内套筒窗孔转动面积由小增大,流量也逐渐增加。

回转式调节阀结构简单、维修方便,阀杆旋转运动时,密封填料的摩擦阻力要比提升式小。

## 6.3 调节阀容量计算

### 6.3.1 调节阀流量系数的计算

(1) 计算原理。反映调节阀的结构特征和工作特性的参数是很多的,如额定流量系数  $K_V$ 、公称压力  $P_N$ 、公称口径  $DN$ 、阀瓣开度  $L$  和流量特性等。

调节阀额定流量系数是指当阀门全开,阀的两端压差为 100kPa,介质为 5~40℃ 的水时,每小时流经调节阀的流量 ( $m^3/h$ )。实际工况的压差及温度等与额定流量系数测量时的工况不同,因此,选择合适的调节阀必须根据已知的流体条件进行  $K_V$  值计算,即把实际工作条件下所需要的流量系数转化为测试条件下的  $K_V$  值,这样可根据计算所得的  $K_V$  值与调节阀具有的额定流量系数  $K_V$  值比较,从而决定选用何种规格的阀门。

(2) 计算公式。当生产工艺需要的流量  $q_V$ 、压差  $\Delta p$  及温差  $t$  确定后,可按表 7.17-10 来计算额定流量系数。

表 7.17-10 额定流量系数  $K_V$  计算公式

介质条件		计算公式	符号说明
水	$p_1 - p_2 < \Delta p_c$	$K_V = 10q_V \sqrt{\frac{\rho}{q_1^2 - q_2^2}}$	$q_V$ —水体积流量 ( $m^3/h$ ) $p_1, p_2$ —阀前、后压力 (kPa) $\rho$ —水密度 ( $g/cm^3$ ) $\Delta p_c$ —临界压差 (kPa), 可按式 (7.17-12) 计算
	$p_1 - p_2 \geq \Delta p_c$	$K_V = 10q_V \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_c}}$	
水蒸气	饱和	$p_2 > 0.5p_1$	$q_m$ —蒸汽质量流量 ( $t/h$ ) $\Delta$ —蒸汽过热度 ( $^{\circ}C$ ) $K_V$ —额定流量系数
		$p_2 \leq 0.5p_1$	
	过热	$p_2 > 0.5p_1$	
		$p_2 \leq 0.5p_1$	

### 6.3.2 气蚀和闪蒸

液体在调节阀的节流作用下经常遇到两种现象,即气蚀和闪蒸。

发生气蚀过程有两个阶段:第一阶段是液体通过调节阀的调节节流作用,液体达到最大速度,压力降至低于饱和压力,这样液体中产生蒸汽形成气泡,第二阶段是液体经过节流后,液体摩擦引起流体减速,其结果使液体压力增加,这种速度和压力之间的能量反向转换称为“压力恢复”,当出口压力高于液体饱和压力时,由节流生成的蒸汽泡就会破裂而恢复成为液体状态。以上过程就是气蚀,见图 7.17-7。

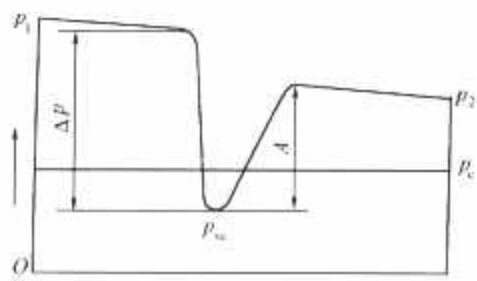


图 7.17-7 气蚀过程示意图  
 $p_1$ —进口压力； $p_2$ —出口压力； $p_c$ —进口温度；  
 $p_w$ —流体最大速度时的压力； $\Delta p$ —阀入口至最小截面段压降； $\Delta$ —压力恢复

闪蒸过程开始同气蚀第一阶段一样，调节阀节流作用使液体内部形成气泡；由于出口压力低于液体饱和压力，气泡仍旧存在不再恢复为液体，这就是闪蒸。

临界压差法认为闪蒸后介质体积急剧增大，影响流体的流动，因此当出口压力降到一定值时，会出现一种与蒸气流通时相似的临界现象，流量达到饱和，不再因压差增加而增加。临界压差  $\Delta p_c$  可用式 (7.17-12) 计算，即

$$\Delta p_c = K_L p_1 \quad (\text{kPa}) \quad (7.17-12)$$

式中： $p_1$  为阀前液体的绝对压力，kPa； $K_L$  为由  $p_1$  所对应的饱和温度与阀入口处的实际温度之差  $\Delta t$  决定的系数， $\Delta t$  为阀前压力对应的饱和温度与实际温度之差。

从图 7.17-8 可查得  $K_L$  值，按式 (7.17-12) 可算出  $\Delta p_c$ ，再按表 7.17-10 即可求得  $K_V$ 。

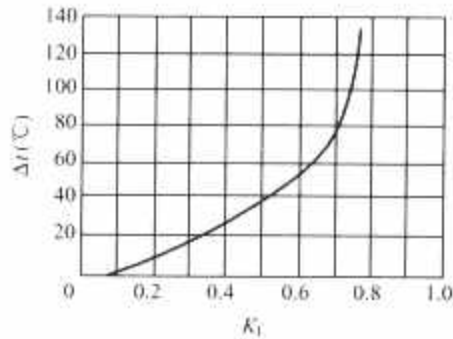


图 7.17-8  $K_L$  与  $\Delta t$  关系曲线  
 $\Delta t$ —饱和温度—阀入口液体温度

### 6.4 减温减压阀

在火力发电厂中，经常需要将蒸汽降压降温，以满足设备运行要求。为提高机组的经济效益，大容量单元机组均采用蒸汽中间再热系统，并配有汽轮机旁路系统。由于汽轮机旁路系统在机组启停、滑参数运行、事故处理、电网调峰等方面具有独特的功能，因此汽轮机旁路系统成为目前大容量中间再热机组不可缺少的设备之一。汽轮机旁路系统主要由减温减压阀、减压阀及减温器等组成，系统的功能是依靠这些阀门实现的。另外，供热系统及其备用汽源也经常要用减温减压阀。减温减压阀是一种独特的调节阀。

减温减压阀如图 7.17-9 所示，从图中可看出，减温和减压过程是在一个阀内进行的。

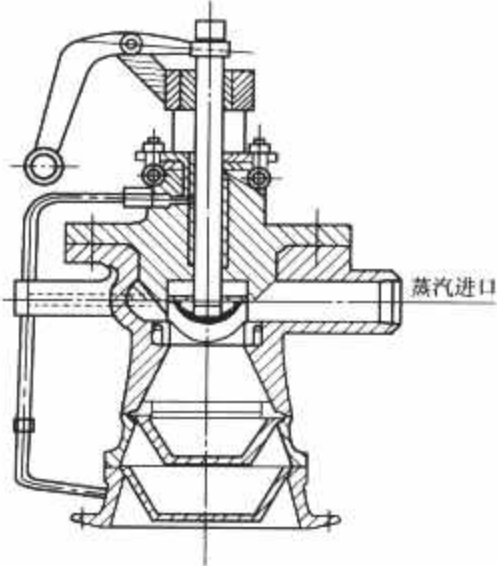


图 7.17-9 减温减压阀

在阀内蒸汽先经过可变通道节流减压，然后蒸汽同喷入阀腔内雾化的减温水混合，再经消声器节流降压后流出阀门。在同一阀体内蒸汽减压后立即与减温水混合，使蒸汽比体积急剧下降，流速显著降低。特别是对于降压幅度大的，不仅降低了蒸汽的动力噪声，而且还缩小了阀体尺寸，这样既减轻了阀门重量，又使减温减压阀出口口径缩小。在减压过程中喷入的减温水同高速蒸汽流混合，混合后的蒸汽还带有少量水滴，再经过消声器节流降压，促使残余水滴得到进一步粉碎和蒸发。因而，减温减压阀具有结构紧凑、减温性能好、噪声低等优点。



## 参 考 文 献

- [1] 中国动力工程学会, 火力发电设备技术手册: 第4卷 火电站系统与辅机. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] 张国安. 电站磨煤机选型导则. 西安: 西安热工研究所, 1990.
- [3] 蔡颐年. 蒸汽轮机装置. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [4] Heat Exchange Institute, Standards for steam surface condensers, 8th ed. Cleveland Ohio: HEI, 1984.
- [5] Electric Power Research Institute, Recommended guidelines for the admission of high-energy fluids to steam surface Condensers; report of EPRI cs2251. Palo Alto California: EPRI, 1982.
- [6] 米利阿斯 E S. 空冷式发电厂. 王俊, 金承海, 译. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [7] 华中工学院. 汽轮机. 北京: 电力工业出版社, 1980.
- [8] Sato S, Sugigama Y, Nagata K, et al. Titanium condenser tube-problems and their solutions for wider application to large surface condensers. Sumitomo Light Metal Technical Reports, 1978, 19(1, 2).
- [9] 王锦荣, 吴曰舜. 锅炉给水泵的经济运行和改进. 北京: 水利电力出版社, 1991.
- [10] 马文智. 火力发电厂的高速给水泵. 北京: 水利电力出版社, 1984.